

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2004年10月14日 (14.10.2004)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2004/087353 A1

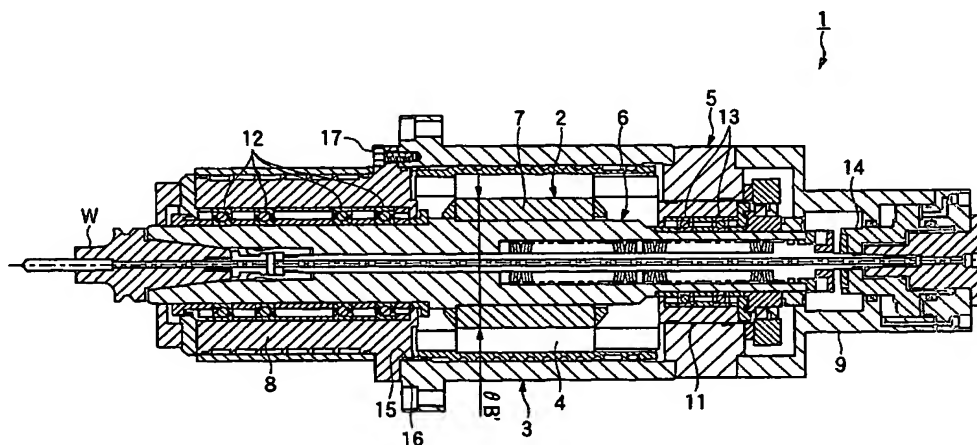
- (51) 国際特許分類: B23B 19/02
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/004591
- (22) 国際出願日: 2004年3月31日 (31.03.2004)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2003-96503 2003年3月31日 (31.03.2003) JP  
特願2003-103219 2003年4月7日 (07.04.2003) JP  
特願2003-384703  
2003年11月14日 (14.11.2003) JP  
特願2003-419854  
2003年12月17日 (17.12.2003) JP  
特願2004-000261 2004年1月5日 (05.01.2004) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区大崎一丁目6番3号 Tokyo (JP).

- (72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 杉田 澄雄 (SUGITA, Sumio) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 青木 満穂 (AOKI, Mitsuo) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 稲垣 好史 (INAGAKI, Yoshifumi) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 森田 康司 (MORITA, Yasushi) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI, Shohel et al.); 〒107-6013 東京都港区赤坂一丁目12番32号 アーク森ビル13階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,

[続葉有]

(54) Title: MAIN SHAFT DEVICE AND MACHINE TOOL WITH THE SAME

(54) 発明の名称: 主軸装置及び主軸装置を備えた工作機械



(57) Abstract: A main shaft device whose mounting and dismounting in maintenance is facilitated and that is of low cost. The inner diameter of an outer tube (3), the inner diameter of a stator (4), and the outer diameter of a bearing sleeve (11) are larger in that order. A semi-assembled body (2) constituted of a front housing (8), a rotating shaft (6), and the bearing sleeve (11) is demountable from the outer tube (3). The diameter of a rotating body measured at any cross-section in the region rearward of the bearing sleeve (11) is made smaller than the minimum diameter of a non-rotating body measured between the rear end of the bearing sleeve (11) and the cross-section.

(57) 要約: 本発明の課題は、メンテナンス時の組込み及び取り外し作業が容易で且つ低コストな主軸装置を提供することである。本発明においては、外筒(3)の内径、ステータ(4)の内径、軸受スリーブ(11)の外径、の順に直径が小さくなり、フロントハウジング(8)と、回転軸(6)と軸受スリーブ(11)とからなる半組立体(2)が外筒(3)から抜き取り可能であり、且つ軸受スリーブ(11)から後方の任意の断面における回転体直径が、軸受スリーブ(11)後端から断面の間における非回転体の最小直径よりも小さくした。



ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

## 主軸装置及び主軸装置を備えた工作機械

## &lt;技術分野&gt;

この発明は、例えばフライス盤やマシンニングセンタ等の工作機械に備えられる主軸装置及び主軸装置を備えた工作機械に関する。

## &lt;背景技術&gt;

工作機械等の主軸装置として、フロントハウジングとスピンドル本体間に、フロント側軸受を介装し、スピンドル本体の後部外周にリア側軸受を介装したビルトインモータスピンドル装置が、例えば、特開平7-112303号公報（以後、『特許文献1』と記述する。）、特開2003-159622号公報（以後、『特許文献2』と記述する。）に記載されているように、従来から知られている。

図31に示すように、特許文献1、特許文献2に開示されたビルトインモータスピンドル装置500では、ユニット支持部材501によって保持されるモータハウジング502と、このモータハウジング502前方に結合されるフロントハウジング503と、を備えている。また、このモータハウジング502及びフロントハウジング503内に内装されるスピンドル本体505と、モータハウジング502の中間部内周に固着されたステータ506とを備え、スピンドル本体505の中間部外周にはロータ507が固着されている。

また、スピンドル本体505は中空筒状となり、筒内には皿ばね508で付勢され且つ筒内を摺動自在なドローバ509が設けられているとともに、この先端にはチャック部510が設けられている。そして、フロントハウジング503とスピンドル本体505間には、4個のフロント側軸受511を介装している。また、スピンドル本体505の後部外周には円筒ころ軸受であるリア側軸受512と、軸受スリーブ513が外嵌されており、モータハウジング502の後部にはリアカバー514がボルト締めされている。

ところで、工作機械では、主に軸受に損傷を生じることで主軸故障の原因となることが多く、軸受の寿命や、加工プログラムミスによる主軸の衝突等がその原因である。主軸が故障してから復帰するまでの時間（ダウンタイム）を短縮することが、特に自動車部品加工等の生産ラインに直結する部品加工現場では重要である。また、工作機械の主軸の高速化が進んでおり、主軸軸受の寿命は低速機（ $d \text{ m}$   $N$  60万未満）（ $d \text{ m}$ ；転がり軸受のピッチ円直径（mm）、 $N$ ；回転速度（ $\text{min}^{-1}$ ））では10万時間以上と実質無限であったのに対し、高速機では1～2万時間となってきたため、消耗品扱いと考え、メンテナンスコストを抑える必要も生じている。

上記特許文献1に開示されたスピンドル装置500では、メンテナンス性向上のためにスピンドル本体505が抜けるように構成されている。しかしながら、この構成では、スピンドル本体505は抜けるが、円筒ころ軸受であるリア側軸受512の交換に関する記載はなく、リア側軸受512が損傷すればメンテナンスの手間は従来と変わらない。また、スピンドル本体505を抜くために、潤滑ノズルの突出部が設けられないので、必然的に、組込み後にリア軸受512の慣らし運転が2～10時間程度必要となるので、ダウンタイムが長くなるという問題があった。

また、上記特許文献2に開示されたスピンドル装置500では、主軸を取り外す時は後部に回ってパイプを外したり、組立てるときはさらに軸受ケースとパイプの位相を合わせる作業が必要であったりと、作業性が悪いという問題があった。

工作機械等の主軸装置の他の一例として、スリーブハウジングと軸受スリーブの間に複数枚の皿ばねを積層して配置した主軸装置が、例えば、特開平11-138305号公報（以後、『特許文献3』と記述する。）に記載されているように、従来から知られている。

主軸装置においては、高速回転時の発熱等によって回転軸が軸方向に伸縮したときに、該軸方向変位を吸収できるように、一方の軸受（リア側軸受）が、スリーブハウジングに嵌合して軸方向に移動可能とされた軸受スリーブに固定されている。スリーブハウジングと軸受スリーブとの嵌合は、単純なはめあいとした滑



り面方式や軸方向に移動可能なボールプッシュを用いたボールスライド方式、等が知られている。回転軸の自由端側を支持する軸受スリーブには、スライド性と共に、ラジアル剛性及びアキシアル方向の振動減衰性が要求される。

スリーブハウジングと軸受スリーブとの嵌合が滑り面方式の場合、発熱に伴って嵌合隙間が減少するので、初期嵌合隙間を大きく設定する必要がある。これは、主軸装置の回転時に回転軸の振動を増大させる一因となっていた。また、ボールプッシュを用いた嵌合のボールスライド方式の場合、発熱によって締め代が増大して軸受スリーブの滑らかな軸方向移動が阻害されたり、アキシアル剛性が低く、回転軸のびびりと呼ばれる自励振動が生じたりする場合があった。

そのため、特許文献 3 に開示された主軸装置では、回転軸の自励振動を減衰させるため、スリーブハウジングと軸受スリーブの間に複数枚の皿ばねを積層して配置してアキシアル剛性を高めると共に、皿ばねの摩擦によって自励振動を防止するようにしている。

ところが、上記特許文献 3 に開示された主軸装置では、皿ばねの摩擦によって自励振動を減衰させるようになっており、減衰力は、皿ばねのバネ常数、枚数、設置方向、等で決まる。これらの事項は、主軸装置の組付け時に設定されてしまうので、主軸装置を分解するなどして皿ばねを組み替えない限り一定不変である。言い換えると、例えば減衰率等を運転条件に最適な値に再設定するなど、回転条件に応じて特性を変更することは困難であった。

近年、主軸装置の高速化が著しく、該高速化に伴って発生熱量も多くなっていることから、これに対抗し得る、より高度な回転軸の支持方法が求められている。

また、主軸装置を備えた工作機械一例として、主軸頭のハウジングをフロントハウジングとリアハウジングとに分割し、両者をボルトで締結している工作機械が、例えば、特開 2003-159622 号公報（前記特許文献 2）に記載されているように、従来から知られている。

このような工作機械では、カートリッジ全体ではなく、ビルトインモータのステータと、外筒とを主軸頭に残し、軸、フロント側軸受、フロントハウジング、ビルトインモータのロータ、リア側軸受、リアハウジングを主軸サブカートリッ

ジとして取り外すようにしている。

ところで、工作機械において、故障や寿命の到達により、主軸装置を交換する場合、軸受やステータを個別に主軸頭に組み込む構成のものでは、交換作業に時間がかかり、機械のダウンタイムが増大する。そこで、主軸装置をカートリッジとして主軸頭に対して一体的に分割、組付可能な構造とすることにより、交換時間を短縮できることが知られている。

主軸及び軸受の交換に際し、主軸カートリッジ全体が抜ける構造を有するものもあるが、この構造では、ビルトインモータ方式の場合に、油空圧管や電線を引き離す必要があり、作業に時間がかかる。

これに対し、上記特許文献 2 では、カートリッジ全体ではなく、ビルトインモータのステータと、外筒とを主軸装置に残し、軸、フロント側軸受、フロントハウジング、ビルトインモータのロータ、リア側軸受、リアハウジング、を主軸サブカートリッジとして、一体的に取り出せるようになっている。しかし、主軸カートリッジの分解のときに、主軸頭内部に入り込んでいる主軸カートリッジの部分を主軸頭からすべて抜き取る必要があるが、主軸カートリッジは重量物のために、人力で抜くことはできない。

そこで、主軸カートリッジを工作機械のワークテーブルに固定して、主軸の軸方向と平行な送り軸である Z 軸送りを利用して抜くと安全かつ短時間に抜くことができる。ところが、主軸カートリッジを主軸頭から完全に抜くために必要な長さよりも、Z 軸移動量の方が短いと、Z 軸送りを利用した抜き取りが不可能になる。

また、主軸カートリッジを分解するときに、多くの油空圧管や電線を切り離す作業が必要であり、交換時間が長い。これに対して、主軸サブカートリッジの場合は多くの油空圧管や電線を切り離す作業は必要ないが、主軸サブカートリッジを主軸頭から完全に抜くために必要な長さよりも、Z 軸移動量の方が短いと、Z 軸送りを利用した抜き取りが不可能になる点は同じである。

一方、主軸カートリッジの側面に平らな取付け面を設け、主軸頭に対し側面から固定する構造であれば、Z 軸移動量と関係なく、主軸カートリッジを主軸頭から

ら分解することができる。しかし、この方法は主軸カートリッジの側面のみで荷重を受けるため、締結剛性が低くなり、剛性面で不適當である。

また、上記の特許文献2では、油空圧管や電線を切り離す必要はないが、サブカートリッジとして取り出すことができる部品を除いて一体的に取り出すことができない。そのため、ステータやアンプシリンダ等の故障時に有効に機能しないので、分解に係る機能性に乏しい。

本発明の主軸装置及び主軸装置を備えた工作機械は、このような事情に鑑みて発明されたものであり、本発明の第1の目的は、メンテナンス時の組込み及び取り外し作業が容易で且つ低コストな主軸装置を提供することにある、本発明の第2の目的は、高い剛性を有し、かつ良好な減衰特性、スライド性に優れた主軸装置を提供することにある、本発明の第3の目的は、主軸カートリッジまたは主軸サブカートリッジを短時間で分解・組付可能で、且つ最小限の機械高さに抑え、且つ剛性の高い工作機械を提供することにある、本発明の第4の目的は、内部のあらゆる構成部品の交換作業を容易にできるようにしてメンテナンス性の向上を図ることができる主軸装置を提供することにある。

#### <発明の開示>

本発明の対象となる主軸装置は、前述した従来構造と同様に、外筒、回転軸、フロント側軸受、リア側軸受、を備えており、工作機械に組み付けられて回転軸が高速で回転する。

特に、請求の範囲第1項に記載した主軸装置においては、ステータを有する外筒と、ロータを有する回転自在な回転軸と、外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、前記回転軸の他端側に配設され前記外筒に嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能な軸受スリーブと、内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備えた主軸装置であって、前記外筒の内周径、前記ステータの内径、前記軸受スリーブの外径の順に直径が小さくなり、前記フロントハウジングと、

前記回転軸と前記軸受スリーブとからなる半組立体が前記外筒から抜き取り可能であり、且つ前記軸受スリーブから後方の任意の断面における回転体半径が、前記軸受スリーブ後端から前記断面の間における非回転体の最小半径よりも小さくしている。

また、請求の範囲第2項に記載した主軸装置においては、ステータを有する外筒と、ロータを有する回転自在な回転軸と、外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、前記回転軸の他端側に配設され前記外筒に嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能な軸受スリーブと、内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備えた主軸装置であって、前記フロントハウジングと、前記回転軸と前記軸受スリーブとからなる半組立体が前記外筒から抜き取り可能であり、前記回転軸に工具交換自在な内径部品が組み込まれているとともに、工具交換のためのピストン機構を有している。

また、請求の範囲第3項に記載した主軸装置においては、前記半組立体の取付け基準面と前記内径部品のピストン押付け面との距離が、基準寸法に対して $\pm 0.1\text{ mm}$ 以内に調整されている。

また、請求の範囲第4項に記載した主軸装置においては、前記内径部品が、ばねを圧縮可能に組み込まれているとともに、前記内径部品の後部に調整部品が固定されており、当該調整部品に、前記ピストン機構へのピストン押付け面が形成されている。

また、請求の範囲第5項に記載した主軸装置においては、前記フロントハウジングが、前記外筒に対して締り嵌めで嵌合されている。

また、請求の範囲第6項に記載した主軸装置においては、前記軸受スリーブが、スリーブハウジングに内嵌されており、当該軸受スリーブ外径が、当該スリーブハウジング内径に対して隙間嵌めで嵌合されている。

また、請求の範囲第7項に記載した主軸装置においては、前記軸受スリーブ外径と前記スリーブハウジング内径との間に複数対のオーリングが介在されている。

また、請求の範囲第 8 項に記載した主軸装置においては、前記軸受スリーブと前記スリーブハウジングとの嵌合長さと、当該軸受スリーブの外径と、の比が、嵌合長さ／外径＝0.45～0.8の範囲内に設定されている。

また、請求の範囲第 9 項に記載した主軸装置においては、前記軸受スリーブの円周上に複数設けられた潤滑剤排出穴と、当該軸受スリーブ外周の嵌合面に設けられた円周溝と、当該円周溝に連通接続された半径方向の潤滑剤供給経路と、を有する。

また、請求の範囲第 10 項に記載した主軸装置においては、前記リア側軸受が、定位置予圧で且つ背面組み合わせのアンギュラ玉軸受である。

また、請求の範囲第 11 項に記載した主軸装置においては、グリース潤滑である。

また、請求の範囲第 12 項に記載した主軸装置においては、グリース補給装置を備えている。

また、請求の範囲第 13 項に記載した主軸装置においては、グリース補給された後に、余分なグリースを排出させる機構を持っている。

また、請求の範囲第 14 項に記載した主軸装置においては、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑を用いている。

また、請求の範囲第 15 項に記載した主軸装置においては、回転自在な回転軸と、外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、前記回転軸の他端側に配設されスリーブハウジングに嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能とされた軸受スリーブと、内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備え、前記回転軸の他端を軸方向に変位可能とした主軸装置であって、前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの嵌合面に前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの間をシールする弾性体を備えると共に、前記弾性体に圧力を負荷する流体を供給するようにした。

また、請求の範囲第 16 項に記載した主軸装置においては、前記弾性体はオー

リングであり、前記流体は圧縮空気であって、複数本配設された前記オーリングの間に前記圧縮空気を供給して前記オーリングに圧力を負荷するようにした。

また、請求の範囲第 17 項に記載した主軸装置においては、前記弾性体に圧力を負荷する前記流体の圧力は、可変である。

また、請求の範囲第 18 項に記載した主軸装置においては、前記オーリングは、ニトリルゴム又はフッ素ゴムから形成され、且つ前記オーリングを前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの間に装着したときの締め代は、前記オーリングの使用標準値の 10% 以上で、且つ該使用標準値以下である。

また、請求の範囲第 19 項に記載した主軸装置においては、前記弾性体は、複数の弾性体によって 1 セットとなる弾性体セットが複数セット配置されると共に、両端に配置された前記弾性体セットは、一方の前記弾性体セットが前記軸受スリーブに配設され、他方の前記弾性体セットが前記スリーブハウジングに配設されている。

また、請求の範囲第 20 項に記載した工作機械においては、回転自在な回転軸と、内輪に前記回転軸の前端が内嵌されたフロント側軸受と、前記フロント側軸受の外輪が内嵌されたフロントハウジングと、ビルトインモータのロータと、前記ビルトインモータのステータと、内輪に前記回転軸の後端が内嵌されたリア側軸受と、主軸頭に内嵌される外筒と、から構成された主軸カートリッジを備え、前記主軸頭の軸方向に設けられた主軸カートリッジ把持部に前記主軸カートリッジが挿入されているとともに、前記主軸カートリッジが前記主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、前記回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、前記主軸カートリッジが、前記主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能である。

また、請求の範囲第 21 項に記載した工作機械においては、回転自在な回転軸と、内輪に前記回転軸の前端が内嵌されたフロント側軸受と、前記フロント側軸受の外輪が内嵌されたフロントハウジングと、ビルトインモータのロータと、内輪に前記回転軸の後端が内嵌されたリア側軸受と、前記リア側軸受の外輪が内嵌された軸受スリーブと、から構成された主軸サブカートリッジと、を備え、前記

主軸サブカートリッジが前記主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、前記回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、前記主軸サブカートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能である。

また、請求の範囲第 2 2 項に記載した工作機械においては、前記主軸頭の前記主軸カートリッジ把持部が、少なくとも半分に分割する位置で分割して分解可能である。

また、請求の範囲第 2 3 項に記載した主軸装置においては、ステータを有する外筒と、前記外筒が内嵌された主軸頭と、前記ステータの内側に配されたロータを有する回転自在な回転軸と、内輪に前記回転軸の一端が内嵌されたフロント側軸受と、内輪に前記回転軸の他端が内嵌されたリア側軸受と、前記フロント側軸受の外輪が内嵌され、前記外筒の一端に装着されたフロントハウジングと、前記リア側軸受の外輪が内嵌され、前記外筒の他端に内嵌された軸受スリーブと、前記外筒の一端に固定されたツールアンクランプシリンダと、を備えた主軸装置であって、前記ロータを有する前記回転軸と、前記フロント側軸受と、前記リア側軸受と、前記フロントハウジングと、前記軸受スリーブと、が一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジをなして、当該主軸サブカートリッジと、前記外筒と、前記ツールアンクランプシリンダと、が三分割で構成され、前記主軸サブカートリッジが、前記外筒から抜き取り可能である。

また、請求の範囲第 2 4 項に記載した主軸装置においては、前記ツールアンクランプシリンダが、前記外筒から抜き取り可能である。

また、請求の範囲第 2 5 項に記載した主軸装置においては、前記主軸サブカートリッジが抜き取られた前記外筒と、前記ツールアンクランプシリンダと、の組体が、前記主軸頭から抜き取り可能である。

また、請求の範囲第 2 6 項に記載した主軸装置においては、前記主軸サブカートリッジと、前記外筒と、前記ツールアンクランプシリンダと、の組体が、前記主軸頭から抜き取り可能である。

また、請求の範囲第 2 7 項に記載した主軸装置においては、前記ツールアンク

ランプシリンダまたは前記外筒に、各種流体配管、電源カプラを有するカプラが着脱自在に取付けられている。

また、請求の範囲第 28 に記載した主軸装置においては、前記回転軸の回転を検出するセンサを、前記回転軸と、前記外筒と、の間に配している。

上記のように構成する本発明の主軸装置によれば、フロントハウジング、回転軸及び軸受スリーブからなる半組立体が外筒から抜き取り可能である。そのため、組込み性が向上するとともに破損時に速やかに交換できる。また、軸受スリーブは、リア側軸受が組立てられた状態であるため、半組立体の抜き差しでグリースの状態は変化しない。

従って、この主軸装置においては、半組立体を別の外筒を用いて予め慣らし運転を行ってから在庫することで、回転軸破損時に半組立体を交換して、即座に通常運転が可能となり、ダウンタイムの大幅な短縮が可能となる。また、主軸装置全体を交換するよりコスト低減でき、在庫コストの低減も可能となる。これにより、従来のような、メンテナンスの手間を減少することができないグリース潤滑となって組込み後に軸受の慣らし運転を必要とするためにダウンタイムが長くなるという問題を解消できることになる。

また、外筒の内周径、ステータの内径、軸受スリーブの外径の順に直径が小さくなり、軸受スリーブより後方において、半組立体を抜こうとしたときに非回転体が障害とならないように任意の断面における回転体半径が軸受スリーブ後端から前記断面の間における非回転体の最小半径より小さくして、非回転体が障害とならないようにしている。したがって、半組立体を抜こうとしたとき、工具を保持・開放する非回転体であるピストン機構等が障害になることはない。

ここで、フロント側軸受としては、複列の組み合わせアンギュラ玉軸受を例示できる。また、リア側軸受としては、一対のアンギュラ玉軸受を例示できる。

また、フロントハウジング、回転軸及び軸受スリーブからなる半組立体が外筒から抜き取り可能であれば、組込み性が向上するとともに破損時に速やかに交換できる。また、軸受スリーブは、リア側軸受が組立てられた状態であるため、半組立体の抜き差しでグリースの状態は変化しない。



従って、この主軸装置においては、半組立体を別の外筒を用いて予め慣らし運転を行ってから在庫することで、主軸装置の損傷時に半組立体を交換して、即座に通常運転が可能となり、ダウンタイムの大幅な短縮が可能となる。また、主軸装置全体を交換するよりコスト低減でき、在庫コストの低減も可能となる。

また、ピストン機構を介し、回転軸に組み込まれた内径部品によって工具交換が行われるため、外部に露出したものと比べて、高い潤滑性能を有して工具交換を行うことができる。

また、半組立体の取付け基準面と前記内径部品のピストン押付け面との距離が、基準寸法に対して $\pm 0.1\text{ mm}$ 以内に調整されれば、適切にアंकランプを行えるため、半組立体の交換を行う際にピストン調整を不要としてメンテナンス性を向上させることができる。

また、内径部品が、ばねを圧縮可能に組み込まれているとともに、内径部品の後部に調整部品が固定され、調整部品に、ピストン機構へのピストン押付け面が形成されれば、調整部品によって、工具ホルダ押し量を予め定められた値に設定することができるので、その許容差を調整することによって、適切にアंकランプを行えるようにし、その結果、内径部品の交換を行う際にピストン調整を不要としてメンテナンス性を向上させることができる。

また、フロントハウジングが、外筒に対して締り嵌めで嵌合されれば、半組立体の分解、組付け、または交換した場合等、フロントハウジングと外筒の軸心にずれが生じることがなくなり、高い精度を維持できる。

また、軸受スリーブが、スリーブハウジングに内嵌され、軸受スリーブ外径が、スリーブハウジング内径に対して隙間嵌めで嵌合されれば、リア側軸受及び軸受スリーブは、主に回転軸をサポートするのが役割であるが、ロータ発熱による熱膨張など軸方向変位をシンプルな構造で吸収することができる。

また、軸受スリーブ外径と前記スリーブハウジング内径との間に複数対のオーリングが介在されれば、軸受スリーブ外径とスリーブハウジング内径との間の複数対のオーリングによって潤滑剤の漏れを防ぎ、オーリングの締め代による減衰効果によって、軸受スリーブの振動を減衰させることができる。

また、軸受スリーブとスリーブハウジングとの嵌合長さと、軸受スリーブの外径と、の比が、嵌合長さ／外径＝0.45～0.8の範囲内に設定されれば、軸受スリーブの外径と、スリーブハウジングとの嵌合部の長さと、が適切な関係に設定されるため、メンテナンス性および工作機械としての性能に優れた半組立体の構造を得ることができる。

また、軸受スリーブの円周上に複数設けられた潤滑剤排出穴と、軸受スリーブ外周の嵌合面に設けられた円周溝と、円周溝に連通接続された半径方向の潤滑剤供給経路と、を有すれば、軸受スリーブがどんな位相でも問題なく潤滑剤を排出することが可能となる。例えば、水平取付けのスピンドルは下側に排出穴が必要になるが、いずれかの穴が下側に向くので排出を行うことができる。さらに、潤滑剤を軸受スリーブがどんな位置でも供給できる。したがって、軸受スリーブの位相を合わせる必要がなくなり、メンテナンスの作業性が良い。

また、リア側軸受が、定位置予圧で且つ背面組み合わせのアンギュラ玉軸受であれば、ロータ発熱による熱膨張など軸方向変位をシンプルな構造で吸収することができる。

また、グリース潤滑であれば、取り扱いが容易であって、比較的安価なグリース潤滑により、メンテナンスを少ない費用で行うことができる。

また、グリース補給装置を備えていれば、グリース補給装置によって、グリースの不足を補うことができるので、焼付き等を回避することができる。

また、グリース補給された後に、余分なグリースを排出させる機構を持っていれば、軸受内部へ供給され、不要となった潤滑剤は、軸受近傍に配された外輪間座等の回転部材に付着され、回転部材に付着した潤滑剤は、回転力により軸受の外側に弾き飛ばされる。それにより、不要になった潤滑剤を強制的に軸受外部へ排出することができる。

また、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑を用いれば、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑によって、効率の良い潤滑を行うことができるので、耐焼付き性を更に向上させることができる。

また、スリーブハウジングと、スリーブハウジングに嵌合して回転軸の軸方向に移動可能とされた軸受スリーブとの嵌合面に弾性体を配置すれば、弾性体によってラジアル剛性を高めると共に、アキシアル方向の減衰率を向上させて回転軸の自励振動を防止することができる。また、弾性体に圧力を負荷する流体を供給するようにしたので、弾性体を変形させて、更にラジアル剛性を高めると共に、アキシアル方向の減衰率を向上させて回転軸の自励振動抑制効果を高めることができる。

また、弾性体はオーリングとし、また流体は圧縮空気として複数本配設されたオーリングの間に圧縮空気を供給してオーリングに圧力を負荷するようにしたので、高いスライド性を維持したままラジアル剛性を高めて効果的に回転軸の自励振動を防止することができる。また、オーリングは、加工性や汎用性に富むため、複雑な製造工程を必要とせず高性能の主軸装置を製作することができる。

また、弾性体に圧力を負荷する流体の圧力を可変とすれば、主軸装置の使用条件に応じて圧力を変えて、流体の圧力による弾性体の変形量を変えることができる。また、弾性体のラジアル剛性や減衰率を使用条件に最適な値に設定して効果的に回転軸の自励振動を防止することができる。また、弾性体のラジアル剛性や減衰率の変更は、供給する流体の圧力を変えるだけで可能であり、極めて容易に変更することができる。

また、オーリングは、ニトリルゴム又はフッ素ゴムから形成すると共に、オーリングの締め代をオーリングの使用標準値の10%以上で且つ該使用標準値以下としたので、オーリングはシール効果及び弾性支持効果を有するとともに、軸方向移動に対する耐摩耗性や、発熱に対する耐熱性を有して長寿命とすることができる。また、オーリングの剛性を適度に高めてスライド性を維持したまま、ラジアル剛性及びアキシアル減衰性を向上させることができる。

また、複数個の弾性体によって構成した弾性体セットを、複数セット配置し、両端に配置された弾性体セットは、一方の弾性体セットを軸受スリーブに、また他方の弾性体セットをスリーブハウジングに配設すれば、組み立てが容易で、オーリングの損傷の心配が少ない。なお、主軸装置に種々の負荷が作用した場合の

軸受スリーブの移動を均一且つ安定して行わせる効果は、弾性体を軸受スリーブにのみ配設した場合及びスリーブハウジングにのみ配設した場合と同等である。さらに、主軸装置に２個の弾性体を、一方は軸受スリーブに、他方はスリーブハウジングに配設し、その弾性体の間に流体を供給する構成としても良い。

また、主軸頭の軸方向に設けられた主軸カートリッジ把持部に主軸カートリッジが挿入されているとともに、主軸カートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、主軸カートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能であれば、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向であるＺ軸移動量の方が、主軸カートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも長いために、Ｚ軸送りを利用した抜き取りを容易に行うことができる。

また、主軸サブカートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、主軸サブカートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能であれば、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向であるＺ軸移動量の方が、主軸サブカートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも長いために、Ｚ軸送りを利用した抜き取りを容易に行うことができる。

また、主軸頭の主軸カートリッジ把持部が、少なくとも半分に分割する位置で分割して分解可能であれば、例えば、Ｚ軸移動量が短く設定されていても、主軸頭の主軸カートリッジ把持部を分割・展開することにより取り外し・組み付けを行うことができ、更に、主軸カートリッジと主軸頭との締結剛性を高めて工作機械全体の剛性を高めることができる。

また、ロータを有する回転軸と、フロント側軸受と、リア側軸受と、フロントハウジングと、スリーブハウジングと、が一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジをなし、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアンクランプシリンドラと、が三分割で構成され、主軸サブカートリッジを、外筒から抜き取ることができる。

従って、主軸サブカートリッジを構成する、ロータを有する回転軸、フロント

側軸受、リア側軸受、フロントハウジング、スリーブハウジングを外筒から一体的に抜き取るために、主軸装置全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、回転軸、フロント側軸受、リア側軸受のみを簡単に取り外すことができる。これにより、配線や配管を取り外すことなく、主軸カートリッジを構成するいずれかの部品の管理が可能となる。

ここで、主軸装置としては、多種類の工具を交換可能に把持して高速で回転する装置を例示できる。このような主軸装置では、ワークの加工中に大きな切削抵抗を受け、主軸の工具装着孔が摩耗したり、工具をクランプするコレットや皿ばねが破損したり、軸受が摩耗・損傷したりする。そのため、使用現場でこのような故障や障害の修理を行う場合、潤滑、冷却、清掃のための油空圧の配管、ビルトインモータやリミットスイッチへの電気配線を取外し、主軸装置全体を分解し、主軸、主軸内の部品、或いは軸受を交換してから、再組立を行うのが一般的である。この修理作業は大掛かりとなり、高度な専門技術と技能を要求され、また多大な時間を要する。

また、ツールアंकランプシリンダが、外筒から抜き取り可能であれば、主軸装置全体を分解することなく、ツールアंकランプシリンダのみを簡単に取り外すことができるので、ツールアंकランプシリンダを構成するいずれの部品も点検・修理・交換が簡単にできる。

また、主軸サブカートリッジが抜き取られた外筒と、ツールアंकランプシリンダと、の組体が、主軸頭から抜き取り可能であれば、主軸装置全体を分解することなく、主軸サブカートリッジに加えて、外筒と、ツールアंकランプシリンダと、の組体を主軸頭から簡単に取り外すことができるので、外筒またはツールアंकランプシリンダを構成するいずれの部品も点検・修理・交換が簡単にできる。

また、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアंकランプシリンダと、の組体が、主軸頭から抜き取り可能であれば、主軸装置全体を分解することなく、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアंकランプシリンダと、の組体を主軸頭から簡単に取り外すことができるので、主軸装置全体を構成するいずれの部

品も点検・修理・交換が簡単にできる。

また、ツールアンクランプシリンダまたは外筒に、各種流体配管、電源カプラを有するカプラが着脱自在に取付けられれば、カプラに各種流体配管の開閉弁や電源カプラを配することにより、点検・修理・交換時に、各種流体配管を閉塞し、電源カプラを取り外してから作業を行えば、流体の漏洩や電源配線の絡まり、等を防止して作業を行うことができる。

また、回転軸の回転を検出するセンサを、回転軸と、外筒と、の間に配していれば、ツールアンクランプシリンダを取り外すだけで、センサの点検・修理・交換が可能となる。

#### <図面の簡単な説明>

図 1 は、本発明の実施の形態の第 1 例を示す縦断面図である。

図 2 は、第 1 例における半組立体を示す縦断面図である。

図 3 は、第 1 例におけるリアカバーを示す正面図である。

図 4 は、本発明の実施の形態の第 2 例を示す縦断面図である。

図 5 は、第 2 例の半組立体を示す縦断面図である。

図 6 は、第 2 例の工具アンクランプ状態での縦断面図である。

図 7 は、第 2 例の自動工具交換装置機との組付け図である。

図 8 は、本発明の実施の形態の第 3 例の半組立体を示す縦断面図である。

図 9 は、第 3 例の半組立体の外筒への挿入状態を示す縦断面図である。

図 10 は、第 3 例における軸受の寸法及び面圧の特性図である。

図 11 (a) は、本発明の実施の形態の第 4 例における軸受スリーブの正面図、

図 11 (b) は、(a) の縦断面図である。

図 12 は、第 4 例の変形例を示す要部縦断面図である。

図 13 は、本発明の実施の形態の第 5 例の縦断面図である。

図 14 は、第 5 例のスリーブ部の拡大縦断面図である。

図 15 は、第 5 例において供給される流体の圧力によって弾性体が変形する状態を示す要部拡大断面図である。

図 1 6 は、第 5 例のスリーブ部の各種特性を測定するための試験装置の要部縦断面図である。

図 1 7 は、本発明の実施の形態の第 6 例を示す側面図である。

図 1 8 は、第 6 例に用いる主軸カートリッジの断面図である。

図 1 9 は、本発明の実施の形態の第 7 例を示す側面図である。

図 2 0 は、第 7 例の主軸サブカートリッジの断面図である。

図 2 1 は、第 7 例における主軸サブカートリッジの取り外し手順を示す説明図である。

図 2 2 は、第 7 例における主軸サブカートリッジの取り外し手順を示す説明図である。

図 2 3 は、第 7 例における主軸サブカートリッジの取り外し手順を示す説明図である。

図 2 4 は、本発明の実施の形態の第 8 例を示す側面図である。

図 2 5 は、本発明の実施の形態の第 9 例を示す断面図である。

図 2 6 は、第 9 例における主軸サブカートリッジを外筒から抜き取った状態の断面図である。

図 2 7 は、第 9 例におけるツールアンクランプシリンダを外筒から抜き取った状態の断面図である。

図 2 8 は、第 9 例における主軸サブカートリッジが抜き取られた外筒とツールアンクランプシリンダとの組体を主軸頭から抜き取った状態の断面図である。

図 2 9 は、第 9 例における主軸サブカートリッジと外筒とツールアンクランプシリンダとの組体を主軸頭から抜き取った状態の断面図である。

図 3 0 は、本発明の実施の形態の第 1 0 例を示す断面図である。

図 3 1 は、従来の主軸装置の縦断面図である。

尚、図中の符号、1 は主軸装置、2 は半組立体、3 は外筒、4 はステータ、5 はスリーブハウジング、6 は回転軸、7 はロータ、8 はフロントハウジング、9 はリアカバー、1 1 は軸受スリーブ、1 2 はフロント側軸受、1 3 はリア側軸受、1 4 はピストン機構、3 0 は主軸装置、3 1 は内径部品、3 2 はばね、3 3 は内

径部品側調整部品（調整部品）、３４はピストン、３９は取付け基準面、４０は主軸装置、５０は主軸装置、６０は主軸装置、６１はスリーブハウジング、６２は潤滑剤供給入口（潤滑剤供給経路）、６３は軸受スリーブ、６４は円周溝、６５は径方向穴（潤滑剤供給経路）、６６は前側オーリング（オーリング）、６７は後側オーリング（オーリング）、７１は潤滑剤排出穴、７２はオーリング、８０は主軸装置、８１は回転軸、８２はフロント側軸受、８３はフロント側軸受、８４は軸受スリーブ、８５はリア側軸受、８６はリア側軸受、８７はフロントハウジング、８８はスリーブハウジング、８９は外輪、９０は外輪、９１は内輪、９２は内輪、９４はオーリング（弾性体）、９７は内輪、９８は内輪、９９は外輪、１００は外輪、１２０は工作機械、１２１は回転軸、１２２はフロント側軸受、１２３は内輪、１２４は外輪、１２５はフロントハウジング、１２６はビルトインモータ、１２７はロータ、１２８はステータ、１２９は内輪、１３０はリア側軸受、１３１は主軸頭、１３２は外筒、１３３は主軸カートリッジ（主軸装置）、１３４は主軸カートリッジ把持部、１４２は軸受スリーブ、１４５はリアハウジング、１５０は工作機械、１５１は主軸サブカートリッジ、１６０は工作機械、１６１は主軸頭、１８０は主軸装置、１８１は外筒、１８２はステータ、１８３は主軸頭、１８４は回転軸、１８５はロータ、１８６はフロント側軸受、１８７は内輪、１８８はリア側軸受、１８９は内輪、１９０は外輪、１９１はフロントハウジング、１９２は外輪、１９３はスリーブハウジング、１９４はツールアンクランプシリンドラ、１９５は主軸サブカートリッジ、１９６は第１組体（組体）、１９７は第２組体（組体）、１９８は回転センサ（センサ）、２０７は冷却油供給ホース（各種流体配管）、２２０は主軸装置、２２１はカプラ、２２２は主軸カートリッジ、２２４は油圧供給ホース（各種流体配管）、２２６はスリーブハウジング、２３０は電源カプラである。

#### <発明を実施するための最良の形態>

図１～図３は、請求の範囲第１項、第２項、第５項、第６項、第１０項、第１１項、第１２項、第１３項、第１４項に対応する、本発明の実施の形態の第１例



を示している。なお、本例の特徴は、外筒 3 の内周径  $\phi A$ 、ステータ 4 の内径  $\phi B'$ 、軸受スリーブ 11 の外径  $\phi C$  の順に直径が小さくなり、フロントハウジング 8 と、回転軸 6 と軸受スリーブ 11 とからなる半組立体 2 が外筒 3 から抜き取り可能であり、且つ軸受スリーブ 11 から後方の任意の断面における回転体半径が、軸受スリーブ 11 後端から当該断面の間における非回転体の最小半径より小さいか、軸受スリーブ 11 から後方の任意の断面における回転体直径が、軸受スリーブ 11 後端から当該断面の間における非回転体の最小直径よりも小さいことである。

図 1 に示すように、第 1 例の主軸装置 1 は、ステータ 4 とスリーブハウジング 5 を有する外筒 3 と、ロータ 7 を有する回転自在な回転軸 6 と、外輪がフロントハウジング 8 に固定されると共に内輪が回転軸 6 の一端に外嵌する組み合わせアングュラ玉軸受であるフロント側軸受 12 と、を備えている。また、回転軸 6 の他端側に配設されスリーブハウジング 5 に嵌合して回転軸 6 の軸方向に移動可能な軸受スリーブ 11 と、内輪が回転軸 6 の他端に外嵌すると共に外輪が軸受スリーブ 11 に固定されてフロント側軸受 12 と共働して回転軸 6 を回転自在に支持する一対のアングュラ玉軸受であるリア側軸受 13 と、を備えている。符号 14 は、工具交換のためのピストン機構である。なお、スリーブハウジング 5 と外筒 3 とは一体構造としても良い。

図 2 に示すように、フロントハウジング 8 と、回転軸 6 と、軸受スリーブ 11 とからなる半組立体 2 が、外筒 3 から抜き取り可能なように構成されている。すなわち、本実施形態の主軸装置 1 は、外筒 3 の内周径  $\phi A$ 、ロータ 7 の外径  $\phi B$ 、軸受スリーブ 11 の外径  $\phi C$  の順に直径が小さくなっている ( $\phi A > \phi B > \phi C$ )。また、ロータ外径  $\phi B$  の代わりにステータ内径  $\phi B'$  (図 1 参照) に対して、 $\phi A > \phi B' > \phi C$  としても良い。また、軸受スリーブ 11 より後方の範囲 L において、半組立体 2 の外径が軸受スリーブ 11 の外径より小さく設定されている。すなわち、矢印 M の方向に主軸を抜こうとしたときに、非回転体が障害とならないように範囲 L の任意の断面における主軸回転体の外径を当該断面から軸受スリーブ後端の間の非回転体の最小内周径より小さくして、非回転体が障害とならな

いように回転体外径を規定している。したがって、半組立体 2 を図中 M 方向に抜こうとしたとき、図中左側端部に装着される工具 W を保持／開放する非回転体であるピストン機構 14 等が障害になることはない（図 1 参照）。

また、主軸装置 1 は、軸受スリーブ 11 の外径が、スリーブハウジング 5 の内径に対して  $5 \sim 30 \mu\text{m}$  の隙間嵌めである。更に、主軸装置 1 は、リア側軸受 13 が、定位置予圧で且つ背面組み合わせのアンギュラ玉軸受である。これにより、リア側軸受 13 及び軸受スリーブ 11 は、主に回転軸 6 をサポートするのが役割であるが、ロータ発熱による熱膨張など軸方向変位をシンプルな構造で吸収することができる。

また、主軸装置 1 は、フロントハウジング 8 と外筒 3 内周面とのインロー部 15 が、 $0 \sim 20 \mu\text{m}$  の締り嵌めである。これにより、フロントハウジング 8 と外筒 3 の軸心がずれるようなことはない。また、合わせ面 16 はフロントハウジング 8 及び外筒 3 が軸心に対して  $2 \sim 5 \mu\text{m}$  以下の直角度にて高精度に仕上げ加工されている。これにより、インロー部 15 の長さ L R が短くても、両者の軸心が一致する。インロー部 15 の長さが長いと組込み性が悪いが、本実施形態では、インロー長さ L R は、インロー径  $\phi A$  の  $1/10 \sim 1/30$  程度と短くしている。また、インロー部 15 の長さ L R が短いので、組込みボルト 17 によって容易に締め込んで組立てることができる。これにより、心合わせ作業の必要がなくなる。

また、半組立体 2 は、外気との間でラビリンスシール L1 ～ L4 が形成されている。スピンドル使用時は、強固なラビリンス L1, L4 によって、切削水、切粉等の異物の侵入を防ぐ。また、半組立体 2 のみを在庫する場合などは、ラビリンス L1 ～ L4 によって埃などの異物を遮断する。ラビリンス L2, L3 はメンテナンスによる半組立体交換時にも異物の侵入を防ぐ役割を果す。メンテナンス時は、クリーンルームなど異物の少ない環境を期待できないので、ラビリンス L2, L3 は有用である。ラビリンス L3, L4 の構造は、軸受スリーブ 11 を用いていることにより実現可能となっている。

図 3 に示すように、リアカバー 9 後部は、配線 7 箇所（モータ動力線 25、モータ温度センサ線 26、ロータリーエンコーダ線 27 等（一部不図示））、配管 1

4個所（軸受潤滑油配管 2 1、冷却油配管 2 2、工具アンクランプ油圧配管 2 3、工具テーパエアブロー配管 2 4、エアシール配管 2 8）が外部と接続されているので、メンテナンス時に、これらを一切取り扱わずに済むので、ダウンタイムが非常に短く、メンテナンス性が良い。

上述した主軸装置 1 0 によれば、フロントハウジング 8、回転軸 6 及び軸受スリーブ 1 1 とからなる半組立体 2 が外筒 3 から抜き取り可能である。そのため、組込み性が向上するとともに破損時に速やかに交換できる。また、軸受スリーブ 1 1 は、リア側軸受 1 3 が組立てられた状態であるため、半組立体 2 の抜き差しでグリースの状態は変化しない。従って、半組立体 2 を別の外筒を用いて予め慣らし運転を行ってから在庫することで、主軸装置損傷時に半組立体を交換して、即座に通常運転が可能となり、ダウンタイムの大幅な短縮が可能となる。また、主軸装置 1 全体を交換するよりコスト低減でき、在庫コストの低減も可能となる。

図 4～図 7 は、請求の範囲第 1 項、第 2 項、第 3 項、第 4 項、第 5 項、第 1 0 項、第 1 1 項、第 1 2 項、第 1 3 項、第 1 4 項に対応する、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。本例の特徴は、内径部品 3 1 が、ばね 3 2 を圧縮可能に組み込まれているとともに、内径部品 3 1 の後部に調整部品 3 3 が固定されており、調整部品 3 3 に、ピストン機構 1 4 へのピストン押付け面 3 4 が形成されていることである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 4 に示すように、第 2 例の主軸装置 3 0 は、外筒 3 のステータ 4 に通電されることによりロータ 7 とともに回転する回転軸 6 内に、2 個のばね 3 2 を圧縮可能にして工具交換自在な内径部品（ドローバとも言う。）3 1 が組み込まれているとともに、内径部品 3 1 の後端部に、内径部品側調整部品 3 3 が装着されている。内径部品側調整部品 3 3 の端部には、ピストン機構 1 4 へのピストン押付け面 3 4 が形成されている。ピストン機構 1 4 のピストン 3 5 の端部には、内径部品側調整部品 3 3 を押圧するピストン側調整部品 3 6 が装着されている。

ピストン機構 1 4 は、往動側圧力導入部 3 7 に油、水、空気等の圧力媒体が導入されることにより、ピストン 3 5 が往動され、ピストン 3 5 のピストン側調整

部品 3 6 が内径部品側調整部品 3 3 のピストン押付け面 3 4 を押圧し、内径部品 3 1 を軸方向に押圧移動させて工具 W を押出して工具アंकランプ状態とする。これに反して、往動側圧力導入部 3 7 の圧力を抜き、復動側圧力導入部 3 8 に圧力媒体が導入されることにより、ピストン 3 5 が復動され、内径部品 3 1 を軸方向に戻り移動させて工具クランプ状態とする。

図 5 に示すように、内径部品側調整部品 3 3 は、半組立体 2 の取付け基準面 3 9 と内径部品 3 1 におけるピストン押付け面 3 4 との軸方向寸法（距離）Z を、基準寸法に対して  $\pm 0.1 \text{ mm}$  以内に調整することができる。つまり、半組立体 2 は、取付け基準面 3 9 から内径部品 3 1 におけるピストン押付け面 3 4 までの軸方向寸法 Z 内に、多数の部品の積み重ねによる寸法差が生じている。そのため、予め調整がなければメンテナンス時に、ピストンストロークの調整作業を現場にて行う必要がある。例えば、ピストンストロークの不足で内径部品 3 1 の移動量（押出し量）が少なくなると、工具ホルダがアंकランプできない。逆に、内径部品 3 1 の移動量が多すぎると、内径部品 3 1 が工具ホルダを余分に前方へ押し出してしまうために、自動工具交換装置（ATC）4 0（図 7 参照）が工具ホルダを把持することが出来なくなる。これに対して、内径部品側調整部品 3 3 は、工具ホルダ押し量（ピストン 3 5 が最前端まで押されたときに内径部品 3 1 により工具ホルダが把持位置から押し出される量）を  $0.4 \text{ mm} \sim 0.6 \text{ mm}$  とし、その許容差を、 $0.1 \text{ mm} \sim 0.2 \text{ mm}$  程度である  $\pm 0.1 \text{ mm}$  以内に調整することによって、適切にアंकランプを行えるようにし、その結果、半組立体の交換を行う際にピストン調整を不要としてメンテナンス性を向上させることができる。

ここで、内径部品側調整部品 3 3 による調整は、寸法測定の後、予め取り代をつけて削り（旋削、研削）加工する方法、隙間 S に厚さの異なるシムを挟む方法、予め用意された数種寸法の調整板を選択して取り付ける方法、調整ネジにて所望の位置に調整板を配置して嫌気性の接着剤などによって固定する方法等が挙げられる。そして、軸方向寸法 Z を直接測定するためには大型の治具を必要とし、重量物である半組立体を治具にセットしなければならない場合があるので、調整

作業を簡略化するために、ある程度の寸法管理を各部品に旋こすことがある。例えば、寸法A、寸法B（内輪間座、外輪間座の両方）、フロント側軸受12の最後側の内外輪の差幅C、寸法Dを管理しておき、回転軸6に内径部品31を取り付けた状態で寸法ZZのみを測定調整する方法が挙げられる。この方法は、もっとも管理が難しい軸内径部（コレット部各種寸法や工具テーパの出入り、内径部品31の穴深さなど）の軸方向寸法を管理する必要がないため寸法管理のコストが低減でき、調整作業の負担も少ない。尚、差幅Cの管理を簡略化するため、フロント側軸受12の4列には、正面および背面差幅が個別にすべて調整されている万能組み合わせ軸受を用いてもよい。

図4～図6に示すように、軸方向寸法Zが管理された半組立体2を用いて、工具ホルダ押し量（図6参照）Eを調整する。

工具ホルダ押し量 $E = (\text{ピストンストローク} F) - (\text{空間} G) - (\text{空間} H)$ となり、右辺のそれぞれの量を測定するか、又は実際にアंकランプして押し量E（工具ホルダが前進する量）を測定する。そして、ここでは、 $E = 0.5 \pm 0.1 \text{ mm}$ になるようにピストン側調整部品36を調整加工する。これにより、クランプ・アंकランプストロークの軸方向位置が決まる。その結果、以後、互いに調整された半組立体2の交換であれば、ピストン35と内径部品31の位置関係が変わらないので、ピストン部の調整を不要とすることができる。

このようにすることにより、半組立体2は、取付け基準面39から内径部品31のピストン押付け面34までの軸方向寸法Zの許容差について、工具ホルダ押し量Eの許容差 $0.1 \text{ mm} \sim 0.2 \text{ mm}$ よりも小さな値に管理される。工具交換用のピストン機構14を組立てるとき、この管理された半組立体2に合わせてピストンストロークFを調整する。これにより、メンテナンス時、軸方向寸法Zが管理された半組立体2のユニット同士を交換すれば、内径部品31のピストン押付け面34の軸方向位相関係が変化しないのでピストンストローク再調整が不要となる。また、軸方向寸法Zは多数の部品の積み重ねによって決まるので、これら部品の軸方向寸法許容差をそれぞれ設定し、それらを積み重ねた値が所望の値以下となるように管理してもよい。しかし、このような方法、具体的には10個

以上の寸法許容差の積み重ねにて許容差 $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ を満足することは、コスト高となったり、不良率の上昇を招くことになったりする場合が多い。そこで、内径部品 31 の後部に内径部品側調整部品 33 を内径部品 31 の組付け後に調整してから組付けることで、非常に低コストで軸方向寸法 Z を管理することができる。

図 6 に示すように、ピストン機構 14 は、往動側圧力導入部 37 に圧力媒体が導入されることにより、ピストン 35 が往動され、ピストン側調整部品 36 が、内径部品側調整部品 33 のピストン押付け面 34 を押圧し、ばね 32 に抗して内径部品 31 を軸方向に押圧移動させて工具 W を押出し、工具アंकランプ状態とする。

図 7 に示すように、主軸装置 30 の自動工具交換時においては、自動工具交換装置 40 の動作は効率向上のため非常に速くなっており、交換時間が、通常、 $0.2 \sim 1.5$  秒程度である。そのため、各部の強度や剛性を高く保つ必要がある。自動工具交換装置 40 は、アーム 41 が回転軸 6 と工具マガジン 42 の工具ホルダ 43 を把持した後に、回転軸 6 の工具 W をアंकランプし、アーム 41 が上下および旋回動作して工具交換が行われるように動作する。工具 W を把持して回転軸 6 をアंकランプする際、工具ホルダ 43 の押し量が大きすぎると、前述のように工具ホルダ 43 は剛性が高くアーム 41 に把持されているので、アーム 41 に無理な負担がかかり、自動工具交換装置 40 の故障を招く。そのため、工具ホルダ 43 の押し量としては、 $0.5 \sim 0.6 \text{ mm}$  以下とする必要がある。主軸装置 30 では、メンテナンスを行って半組立体 2 を交換しても、工具ホルダ 43 の押し量が変わらないため、調整の手間がなく短時間での交換が可能となる。

図 8 ～ 図 10 は、請求の範囲第 1 項、第 2 項、第 4 項、第 5 項、第 8 項、第 10 項、第 11 項、第 12 項、第 13 項、第 14 項に対応する、本発明の実施の形態の第 3 例を示している。本例の特徴は、軸受スリーブ 11 とスリーブハウジング 5 との嵌合長さ J と、軸受スリーブ 11 の外径 I と、の比が、嵌合長さ  $J / \text{外径 } I = 0.45 \sim 0.8$  の範囲内に設定されていることである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 8 を参照して、本発明に係る主軸装置の第 3 実施形態を説明する。尚、図 8 においては、図中上側半分が工具アंकランプ状態を示し、図中下側半分が工具クランプ状態を示す。

図 8 に示すように、第 3 例の主軸装置 50 は、半組立体 2 にテーパ角の異なる内径部品 51 を用いている。このとき、BT ホルダ (JIS B 6339) 用の内径部品、HSK ホルダ (ISO-12164) は、工具テーパの規格により、管理すべき、軸方向寸法 Z に対するねらい値 Z1 に変動があるが、図 1, 図 4 に示すものと互換性があるように調整されている。すなわち、アंकランプしたときの軸方向寸法  $Z_{uc2}$  が、図 6 に示すアंकランプ状態  $Z_{uc1}$  と同一になるように調整されている。なお、図 4 における空間 G は、このように軸方向寸法 Z が異なる内径部品に対しても適用するため BT ホルダをアंकランプする最低必要量よりも大きな値としている。用途によりさまざまな工具テーパ規格が使用される場合があるが、本例のように異なる工具規格においてもアंकランプが可能ないように互換性をもたせることで、仕様の変更が容易になったり、メンテナンスのためのインナーカートリッジの在庫管理を容易にしたりしてコスト低減が図れる。

また、図 9 に示すように、主軸装置 50 では、軸受スリーブ 11 の外径 I とその嵌合部の長さ J との比が、 $J/I \cong 0.5$  となっている。この場合、外径 I と長さ J との関係は、好ましくは、 $0.45 \sim 0.8$  とすることが望ましい。半組立体 2 を外筒 3 に挿入するとき、先ず軸受スリーブ 11 がスリーブハウジング 5 の内径に嵌合する。半組立体 2 の交換は、通常、工作機械ユーザーの作業現場で行うので、交換作業に特殊な治具を用いることができない場合が多い。そのようなとき、半組立体 2 が、例えば、自重などの矢印 K 方向の力を受けると、リア側軸受 13 にモーメント荷重がかかる。その際、長さ J が小さいとリア側軸受 13 の 2 列のスパン M が短くなり、接触面圧が大きくなってリア側軸受 13 が損傷するおそれがある。

図 10 に示すように、主軸装置 50 において、前述した  $J/I$  と軸受スパンの関係及び、荷重 K が作用したときのリア側軸受 13 に発生する接触面圧の関係を調べた。荷重 K は、半組立体 2 の自重とし、治具を用いることのできない現場で

の交換作業においては組込時の扱いにより発生してしまう荷重である。リア側軸受 13 は、内径が  $\phi 55\text{ mm}$  のアンギュラ玉軸受である。軸受の接触面圧は、硬さ  $H_v = 700$  の軸受鋼において、 $3.5\text{ GPa}$  以上で圧こんが生じてしまうことが知られている。これらにより、 $J/I \geq 0.45$  が必要であることがわかる。また、リア側軸受 13 のスパンを長くしすぎても、工作機械としての性能を向上することはできず、軸の慣性モーメント増大（加減速時間の増加）や共振点低下などの問題が生じるため、 $J/I \leq 0.8$  とすることが望ましい。さらに、上記のような  $J/I$  の関係に設定することにより、スライド不良を発生することもなく、後述の振動減衰作用のあるオーリング（Oリング）を備えることもできる。このように、軸受スリーブ 11 の外径  $I$  と、その嵌合部の長さ  $J$  との関係を設定して適切に設計することにより、メンテナンス性及び工作機械としての性能に優れた半組立体 2 の構造を得ることができる。

図 11 (a), (b), 図 12 は、請求の範囲第 1 項, 第 2 項, 第 4 項, 第 5 項, 第 6 項, 第 7 項, 第 9 項, 第 10 項, 第 11 項, 第 12 項, 第 13 項, 第 14 項に対応する、本発明の実施の形態の第 4 例を示している。本例の特徴は、軸受スリーブ 11 の円周上に複数設けられた潤滑剤排出穴 71 と、軸受スリーブ 11 外周の嵌合面に設けられた円周溝 64 と、円周溝 64 に連通接続された半径方向の潤滑剤供給経路 62, 65 と、を有することである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 11 (a), (b) に示すように、第 4 例の主軸装置 60 は、リア側軸受 13 に、潤滑供給及び排出構造を配したものであり、半組立体 2 の容易な取外し及び組付けを可能とするために、位相を決める必要のない構造を有する。

また、軸受スリーブ 11 は、スリーブハウジング 5 の内径に対して隙間嵌めである（図 6 参照）。これにより、軸受スリーブ 11 は、内径部品 31 を組み付けた状態で、回転軸 6 に対して容易に回転してしまう。そこで、従来は、潤滑剤をリア側軸受 13 に供給する場合、その供給位相および潤滑剤排出穴位相を決めるためノズルやキーなどの突起物を設けていた。そのため、位相合わせや突起部品の抜き差しを行わないと半組立体 2 の組付け及び分離ができず、メンテナンスが難



しいという問題があった。これに対して、半組立体 2 には、その外周側から潤滑ノズル等の突起物を設けていないため、組込みボルト 17 を外すだけで半組立体 2 の取り外しが可能となる。

潤滑供給構造は、スリーブハウジング 61 の径方向に形成され、潤滑剤供給機（不図示）に連通接続された潤滑剤供給入口（潤滑剤供給経路）62 と、軸受スリーブ 63 の外周の嵌合面に設けられた円周溝 64 と、軸受スリーブ 63 の径方向に、円周溝 64 に連通させて形成された径方向穴（潤滑剤供給経路）65 とを介し、リア側軸受 13 の外輪を通じて軸受空間内に潤滑剤が供給される。そして、スリーブハウジング 61 と軸受スリーブ 63 とは、前方側端部が前側オーリング（Oリング）66、66 でシールされ、後方側端部が後側オーリング 67、67 でシールされている。このとき、スリーブハウジング 61 及び軸受スリーブ 63 の半径方向の潤滑剤供給経路が同じ位相になっていても、或いは、両者が 180° 反対位相に回っていても、円周溝 64 によって、リア側軸受 13 に潤滑油が円滑に供給される。尚、円周溝 64 は、スリーブハウジング 61 の内周に設けられても良い。

排出構造は、リア側軸受 13 のそれぞれの間に配された外輪間座 68、68、外輪押え 68A と軸受スリーブ 63 とに径方向に形成された径方向排出穴 69、69、69 と、軸受スリーブ 63 の軸方向に径方向排出穴 69、69、69 に連通して形成された軸方向排出穴 70 と、軸方向排出穴 70 に連通して軸受スリーブ 63 の円周方向に等間隔に複数の 6 個設けられた潤滑剤排出穴 71、71、71、71、71 とからなる。6 個の潤滑剤排出穴 71 は、等配で配されているため、どんな位相でも真下 ±15° 以内に最低 1 か所の潤滑剤排出穴 71 が確保されることにより、水平取付け時の排出が可能になっている。

潤滑供給及び排出構造は、グリース補給された後に、余分なグリースを排出させる機能を持つ。これにより、軸受内部へ供給され、不要となった潤滑剤は、軸受近傍に配された図 12 のスリング部 68B の回転力により軸受の外側に弾き飛ばされる。それにより、どんな位相でも問題なく潤滑剤を排出することが可能となり、例えば水平取付けのスピンドルは下側に排出穴が必要になるが、いずれか

の穴が下側に向くので排出を行うことができる。また、グリース潤滑であるため、取り扱いが容易であって、比較的安価なグリース潤滑により、メンテナンスを少ない費用で行うことができる。また、潤滑剤供給機（グリース補給装置）を備えているため、グリースの不足を補うことができるので、焼付き等を回避することができる。また、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑を用いても良い。そうすれば、効率の良い潤滑を行うことができるので、耐焼付き性を更に向上させることができる。

そして、スリーブハウジング 6 1 と、軸受スリーブ 6 3 とにおいて、軸受スリーブ 6 3 を抜き差しする際におけるオーリング切れを防止するため、軸受スリーブ 6 3 の前方側外周に前側オーリング 6 6, 6 6 を配し、スリーブハウジング 6 1 の後方側内周に後側オーリング 6 7, 6 7 を配している。これにより、半組立体 2 の挿入や抜き取りによって軸受スリーブ 6 3 がスリーブハウジング 6 1 の内周を滑るとき、各オーリング 6 6, 6 6, 6 7, 6 7 の滑る距離が最短化され、尚且つオーリング切れの要因となる段差や穴を各オーリング 6 6, 6 6, 6 7, 6 7 が通過しないため、各オーリング 6 6, 6 6, 6 7, 6 7 の信頼性を格段に向上することができる。

また、各オーリング 6 6, 6 6, 6 7, 6 7 は、前端側 2 本、後端側 2 本と多数のオーリングを使っている。これは、オーリング 6 6, 6 6, 6 7, 6 7 の締め代による減衰効果によって、軸受スリーブ 6 3 の振動を減衰させることを目的としている。軸受スリーブ 6 3 は、スリーブハウジング 6 1 に対して隙間嵌めであるため、オーリングのような減衰要素がないと軸受スリーブ 6 3 が隙間の中で振動してしまい、その振動が大きければ、工作機械としての切削性能や精度を劣化させる他、スリーブハウジング 6 1 の内径または軸受スリーブ 6 3 の外径がフレットング摩耗してしまう虞があるからである。フレットング摩耗が発生すれば、さらに振動が増大したり、スライド不良を招いたりする他、その修理には主軸装置全体を交換しなければならなくなる。また、オーリングを複数用いることで拘束力が増大するため、軸受スリーブ 6 3 が回転方向に自由に回らなくなるので、クリープの防止も可能となり、嵌め合い面クリープ摩耗の防止にもなる。

このように、複数のオーリングを用いることで更に一層の効果をあげることができる。

図 1 2 に示すように、第 4 例の変形例においては、軸受スリーブ 6 3 の後部側のみを小径の単一のオーリング 7 2 にしている。このようにすることにより、オーリングの数を減少させることができ、コンパクトにオーリングを配置できる。ただし、図 1 1 (a), (b) の方が、潤滑剤の圧力により軸受スリーブ 6 3 がアキシャル力を受けない点で優れている。

尚、第 1 例、第 2 例、第 3 例、第 4 例に係る主軸装置は、前述した各実施の形態に限定されるものではなく、適宜な変形、改良等が可能である。

例えば、マシンニングセンタに適用される他に、NC 工作機械や、手動で送り動作を行う汎用工作機械等に適用しても良い。

また、フロント側・リア側軸受は、アンギュラ玉軸受に限らず、深溝玉軸受や各種ころ軸受、等の転がり軸受であっても良い。

図 1 3 ~ 図 1 6 は、請求の範囲第 1 5 項、第 1 6 項、第 1 7 項、第 1 8 項、第 1 9 項に対応する、本発明の実施の形態の第 5 例を示している。本例の特徴は、スリーブハウジング 8 8 と軸受スリーブ 8 4 との嵌合面にスリーブハウジング 8 8 と軸受スリーブ 8 4 との間をシールする弾性体 9 4 を備えると共に、弾性体 9 4 に圧力を負荷する流体を供給するように構成したことである。

図 1 3, 図 1 4 に示すように、第 5 例の主軸装置 8 0 は、回転軸 8 1 と、フロント側軸受である一对の転がり軸受 8 2, 8 3 と、軸受スリーブ 8 4 と、リア側軸受である一对の転がり軸受 8 5, 8 6 と、フロントハウジング 8 7 と、スリーブハウジング 8 8 と、を備えている。スリーブハウジング 8 8 は、フロントハウジング 8 7 に固定されており、実質的にフロントハウジング 8 7 の一部として機能する。

一对の転がり軸受 8 2, 8 3 は、外輪 8 9, 9 0 がフロントハウジング 8 7 に固定されると共に内輪 9 1, 9 2 が回転軸 8 1 の一端に嵌合・固定されてフロントハウジング 8 7 との相対位置が固定されたフロント側軸受となっており、回転軸 8 1 を回転自在に支持している。

軸受スリーブ 8 4 は、回転軸 8 1 の他端側に配設されたスリーブハウジング 8 8 の孔 9 3 に嵌合し、軸方向に移動可能に配設されている。軸受スリーブ 8 4 とスリーブハウジング 8 8 の内径面 9 3 との隙間 C は、スリーブ寸法、要求される剛性、回転軸 8 1 の回転に伴う発熱による熱膨張等を考慮して決められ、1 ~ 200  $\mu\text{m}$  の範囲から適宜選択して設計される。隙間 C が小さ過ぎると、熱膨張によって軸受スリーブ 8 4 とスリーブハウジング 8 8 の内径面 9 3 とが接触する可能性がある。また、大き過ぎると、軸受スリーブ 8 4 の中心位置が不安定となる傾向がある。

軸受スリーブ 8 4 とスリーブハウジング 8 8 の内径面 9 3 との嵌合面には、弾性体の一例であるオーリング 9 4 が両端部に 2 本ずつ、合計 4 本のオーリング 9 4 が配設されている。オーリング 9 4 は、複数本がまとめられて 1 つのセットを構成している。本例においては、2 セットのオーリング 9 4 が軸受スリーブ 8 4 の外周面 9 5 の両端に配置されている。

すなわち、フロント側軸受 8 2, 8 3 に近い側に配置された 2 本のオーリング 9 4 は、スリーブハウジング 8 8 の内径面 9 3 に設けられたオーリング溝 9 6 に装着される。また、フロント側軸受 8 2, 8 3 から遠い側に配置された 2 本のオーリング 9 4 は、軸受スリーブ 8 4 の外周面 9 5 に設けられたオーリング溝 9 7 に装着されている。なお、本例の配置とは逆に、フロント側軸受 8 2, 8 3 に近い側のスリーブ外周面にオーリング溝を設け、フロント側軸受から遠い側のスリーブハウジングにオーリング溝を設ける構成も可能である。また、スリーブ外周面のみにオーリング溝を設ける構成やスリーブハウジングのみにオーリング溝を設ける構成も可能である。

オーリング 9 4 の締め代は、オーリング 9 4 の使用標準値以下、且つ使用標準値の 10 % 以上とするのがよく、例えば内径 8 4.5 mm、太さ 2 mm のオーリング 9 4 の場合の締め代は、0.05 mm 以上、0.5 mm 以下とするのがよい（使用標準値は通常オーリングメーカーより推奨値として提供されており、前記オーリング 9 4 は 0.3 ~ 0.6 mm である）。なお、使用標準値は、オーリング等の弾性体の平均直径の 15 ~ 20 % とする。好ましくは、0.2 mm ~ 0.4

5 mmとするのがよい。また、弾性体は、オーリング 9 4 に限定されるものではなく、シール性を有するゴムパッキンや金属製パッキンなどであってもよい。

ここで、オーリング 9 4 における締め代の上限値を使用標準値以下としたのは、これより大きくすると、軸受スリーブ 8 4 のスライド性が悪くなり、またオーリング 9 4 の変形量が大きくなってオーリング 9 4 の寿命が短くなる可能性がある。また、締め代の下限値を使用標準値の 1 0 % 以上としたのは、これより小さくなるとオーリング 9 4 のシール性能が悪くなるからである。

一对の転がり軸受 8 5, 8 6 は、内輪 9 7, 9 8 が回転軸 8 1 の他端に外嵌すると共に、外輪 9 9, 1 0 0 が軸受スリーブ 8 4 に嵌合し、外輪押え 1 0 1 によって軸受スリーブ 8 4 に固定されており、軸受スリーブ 8 4 と共に回転軸 8 1 の軸方向に移動可能とされたリア側軸受となっている。そして、フロント側軸受 8 2, 8 3 と共働して回転軸 8 1 を回動自在に支持している。予圧ばね 1 0 2 は、スリーブハウジング 8 8 と外輪押え 1 0 1 との間に装着されており、外輪押え 1 0 1 を介して軸受スリーブ 8 4 を後方に引っ張って転がり軸受 8 5, 8 6 及び転がり軸受 8 2, 8 3 に予圧をかけている。なお、定圧予圧の場合、定位置予圧で予圧ばねのない場合もある。

スリーブハウジング 8 8 には、夫々の一对のオーリング 9 4 の間に流体供給口 1 0 3 が開口する流体供給路 1 0 4 が設けられており、該流体供給路 1 0 4 は、主軸装置 8 0 の外部に配設された圧縮流体供給装置（図示せず）に接続されて、該圧縮流体供給装置から圧縮流体を供給されて一对のオーリング 9 4 の間に圧縮流体を供給するようになっている。圧縮流体供給装置は、例えばコンプレッサであり、流体は、例えば空気である。

次に、本例の作用を説明する。主軸装置 8 0 は、図 1 3 及び図 1 4 に示すように、回転軸 8 1 が高速回転すると、発生する摩擦熱などによって温度が上昇する。これによって、回転軸 8 1 は軸方向に伸びるが、リア側軸受である一对の転がり軸受 8 5, 8 6 が軸受スリーブ 8 4 と共に軸方向（図 1 において右方向）に移動して熱による回転軸 8 1 の伸びを吸収する。同時に、軸受スリーブ 8 4 は熱膨張して外径が大きくなってスリーブハウジング 8 8 との隙間 C が小さくなるので、

熱膨張を予め予測して隙間Cが、例えば $10\mu\text{m}$ 程度に設定されている。隙間Cが大きいと、ラジアル剛性が低下するが、実際には軸受スリーブ84とスリーブハウジング88との間に複数本のオーリング94が締め代分、潰された状態で配設されているので、オーリング94によってラジアル剛性が高められ、回転軸81の振動が抑制されている。

図15に示すように、流体供給路104を介して圧縮流体供給装置であるコンプレッサから圧縮空気を矢印A方向に圧送し、一对のオーリング94の間に供給すると、オーリング溝97に嵌合して装着されている一对のオーリング94は、互いに離れる方向に押圧されて潰れる(圧縮量c)。これによって、一对のオーリング94の剛性が更に高くなり、軸受スリーブ84のラジアル剛性及びアキシャル減衰性が高くなる。一对のオーリング94の剛性は、圧縮空気の圧力を調整してオーリング94の潰し量を調整することによって、任意の剛性を得ることができる。また、両方のオーリング94に作用する圧力は、どちらのオーリング94にも均一に作用するので、その潰し量も均一とすることができ、両方のオーリング94の剛性のバランスを維持したまま高めることができる。

#### [実施例]

次に、試験装置110(一例として要部を図16に示す)を用いて行った剛性の測定結果について説明する。

試験装置110は、実機の主軸装置80と同一寸法、外径85mmとしたダミー軸受スリーブ111に、内径85mmとしたダミースリーブハウジング112を嵌合隙間 $150\mu\text{m}$ を持たせて嵌合して配置されている。ダミースリーブハウジング112のフロント側軸受側(図16において左側)には2本のオーリング溝96が設けられ、ダミー軸受スリーブ111のリア側軸受側(図16において右側)には、同様に2本のオーリング溝97が平行に設けられており、夫々のオーリング溝97、96に内径84.5mm、太さ2mmのオーリング94が装着されている。また、ダミースリーブハウジング112の外周面113には、電気マイクロメータのピックアップが取り付けられており、ダミースリーブハウジング112の外周面113の半径方向変位量(ダミースリーブハウジング112の

中心の変位量でもある)を電気マイクロメータ 1 1 4 で検出できるようになっている。

このように構成された試験装置 1 1 0 に、エアシリンダ (図示せず) によってダミースリーブハウジング 1 1 2 の外周面を矢印 B 方向に押圧して荷重を付与した。

上述した以外の各試験条件は以下のようである。

オーリングの素材 : A) ニトリルゴム

: B) フッ素ゴム

オーリングの締め代 : A) 0.300 mm

: B) 0.275 mm

: C) 0.250 mm

圧縮空気の圧力 : A) 0 MPa

: B) 0.49 MPa

エアシリンダによるオーリング 2 個の負荷荷重 : A) 50 N

: B) 100 N

試験方法 : オーリングの素材、オーリングの締め代、圧縮空気の圧力、エアシリンダによる荷重、の各条件をランダムに変更して試験し、その時のダミースリーブハウジング 1 1 2 の外周面 1 1 3 の変位量 (中心の変位量) を電気マイクロメータ 1 1 4 で測定した。夫々の測定は、5 回ずつ測定して、その平均値を測定結果とした。

#### (試験結果)

圧縮空気の圧力を 0 MPa としたとき (つまり圧縮空気の供給がないとき) のオーリング剛性の測定結果を、エアシリンダでダミースリーブハウジング 1 1 2 に負荷した荷重と、中心の変位量との比として表 1 に示す。なお、単位は、N/ $\mu$ m であり数値が大きいほどラジアル剛性が大きいことを示している。

[表 1]

圧縮空気圧 0 MPa

単位: N/μm

オーリング材質	ニトリルゴム			フッ素ゴム		
締め代 mm	0.3	0.275	0.25	0.3	0.275	0.25
荷重 N(*)						
100	2.35	1.79	1.47	1.75	1.53	1.33
50	1.93	1.44	1.27	1.56	1.25	1.10

(\*) 荷重はオーリング 2 個に加わる荷重

圧縮空気の圧力を 0.49 MPa としたときのオーリング剛性の測定結果を、エアシリンダでダミースリーブハウジング 112 に負荷した荷重と、中心の変位量の比として表 2 に示す。なお、単位は、N/μm であり数値が大きいほどラジアル剛性が大きいことを示している。

[表 2]

圧縮空気圧 0.49 MPa

単位: N/μm

オーリング材質	ニトリルゴム			フッ素ゴム		
締め代 mm	0.3	0.275	0.25	0.3	0.275	0.25
荷重 N(*)						
100	2.70	2.67	2.30	2.25	2.11	1.94
50	2.27	2.15	1.85	2.05	1.74	1.51

(\*) 荷重はオーリング 2 個に加わる荷重

また、締め代 0.250 mm に設定したフッ素ゴム製オーリング 94 をランダムな装着順で装着してダミースリーブハウジング 112 の中心位置のずれを 5 回測定した。そのばらつき（最大値－最小値）を表 3 に示す。

[表 3]

圧縮空気圧 MPa	0	0.49
中心変位量のばらつき μm	56	22

表 1 から分かるように、オーリング 94 に圧縮空気を供給しない場合、オーリ



ング 9 4 の締め代の大きい方が、ラジアル剛性が高い。また、締め代の変化量に対するラジアル剛性の変化量は、ニトリルゴム製オーリングよりフッ素ゴム製オーリングのほうが大きい。

表 1 及び表 2 から、オーリング 9 4 に圧縮空気を供給することによって、ラジアル剛性を高められることが分かる。これは、圧縮空気によってオーリング 9 4 が潰され (図 1 5 参照)、オーリング 9 4 自身の剛性が高くなったことによる。また、締め代が小さい方が圧縮空気供給によるラジアル剛性の変化量が大きい。更に、圧縮空気供給によるラジアル剛性の変化量は、フッ素ゴム製オーリングの方がニトリルゴム製オーリングより大きくなっている。

表 3 から分かるように、ダミースリーブハウジング 1 1 2 の中心位置のずれ量のばらつきは、圧縮空気を供給しない場合は  $56 \mu\text{m}$  であるのに対して、圧縮空気を供給すると  $22 \mu\text{m}$  と小さくなっており、圧縮空気を供給することによって、オーリング 9 4 の形状や姿勢が安定することが分かる。

以上の試験結果から、フロントハウジング 8 7 と軸受スリーブ 8 4 の間に、複数のオーリング 9 4 を配設すると共に、オーリング 9 4 間に圧縮空気を供給することによって、ラジアル剛性を高めることができ、且つ圧縮空気の圧力を調整することにより、ラジアル剛性を任意の硬さに調整できることが理解できる。

尚、第 5 例に係る主軸装置は、前述した各実施の形態に限定されるものではなく、適宜な変形、改良等が可能である。

例えば、マシンニングセンタに適用される他に、NC 工作機械や、手動で送り動作を行う汎用工作機械等に適用しても良い。

また、フロント側・リア側軸受は、アンギュラ玉軸受に限らず、深溝玉軸受や各種ころ軸受、等の転がり軸受であっても良い。

図 1 7 及び図 1 8 は、請求の範囲第 2 0 項に対応する、本発明の実施の形態の第 6 例を示している。本例の特徴は、回転軸 1 2 1 と、フロント側軸受 1 2 2, 1 2 2 と、フロントハウジング 1 2 5 と、ビルトインモータ 1 2 6 のロータ 1 2 7 及びステータ 1 2 8 と、リア側軸受 1 3 0 と、リアハウジング 1 4 5 と、外筒 1 3 2 と、から構成された主軸カートリッジ 1 3 3 が、主軸頭 1 3 1 に対して一

体的に分解可能且つ組付可能であることである。

図 1 7、図 1 8 に示すように、第 6 例の工作機械 1 2 0 は、回転自在な回転軸 1 2 1 と、内輪 1 2 3、1 2 3 に回転軸 1 2 1 の前端が内嵌されたフロント側軸受 1 2 2、1 2 2 と、フロント側軸受 1 2 2、1 2 2 の外輪 1 2 4、1 2 4 が内嵌されたフロントハウジング 1 2 5 と、ビルトインモータ 1 2 6 のロータ 1 2 7 と、ビルトインモータ 1 2 6 のステータ 1 2 8 と、内輪 1 2 9 に回転軸 1 2 1 の後端が内嵌されたリア側軸受 1 3 0 と、主軸頭 1 3 1 に内嵌される外筒 1 3 2 と、から構成された主軸カートリッジ（主軸装置） 1 3 3 を備え、主軸カートリッジ 1 3 3 が、主軸頭 1 3 1 に対して一体的に分解可能且つ組付可能である。

そして、主軸頭 1 3 1 が、主軸カートリッジ把持部 1 3 4 を軸方向に有し、主軸カートリッジ 1 3 3 が、当該主軸カートリッジ把持部 1 3 4 に挿入されている。また、主軸カートリッジ 1 3 3 が主軸頭 1 3 1 に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸 1 2 1 の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されている。

工作機械 1 2 0 は、立形マシンニングセンタであって、ベッド 1 3 5 にコラム 1 3 6 が立設固定されており、ベッド 1 3 5 上に配された Y 軸案内レール 1 3 7 に支持されながら、ワークテーブル 1 3 8 がコラム 1 3 6 に対して進退する、回転軸 1 2 1 の軸方向と直交する送り軸方向である Y 軸方向に移動する。コラム 1 3 6 の上端部には、X 軸案内レール 1 3 9 が配されており、この X 軸案内レール 1 3 9 に支持されながら、サドル 1 4 0 がコラム 1 3 6 に対する横方向（図 1 7 中の前後方向）に、回転軸 1 2 1 の軸方向と直交する送り軸方向である X 軸方向に移動する。サドル 1 4 0 の先端部には、Z 軸案内レール 1 4 1 が配されており、この Z 軸案内レール 1 4 1 に支持されながら、主軸頭 1 3 1 が回転軸 1 2 1 の軸方向と平行な送り軸方向である Z 軸方向に、ワークテーブル 1 3 8 に対して進退移動する。

主軸カートリッジ 1 3 3 は、回転軸 1 2 1 と、フロント側軸受 1 2 2 と、フロントハウジング 1 2 5 と、ビルトインモータ 1 2 6 を構成するロータ 1 2 7 と、同じくビルトインモータ 1 2 6 を構成するステータ 1 2 8 と、リア側軸受 1 3 0

と、リアハウジング 1 4 5 と、外筒 1 3 2 と、から構成されている。

回転軸 1 2 1 は、ステータ 1 2 8 の内周部に非接触にしてロータ 1 2 7 を有する。ロータ 1 2 7 は、ステータ 1 2 8 が発生した回転磁界により、回転軸 1 2 1 を回転させる。回転軸 1 2 1 は、内装されたドロバ（不図示）を介して工具ホルダ（不図示）に連結される。

外筒 1 3 2 は、円筒形状に形成されており、内周面にステータ 1 2 8 が固定されている。ステータ 1 2 8 は、モータ電力ケーブル（不図示）を通じて与えられた電流により、内周側に回転磁界を発生する。

フロントハウジング 1 2 5 は、円筒形状に形成されており、外筒 1 3 2 の前端部に固定されている。

リアハウジング 1 4 5 は、円筒形状に形成されており、外筒 1 3 2 の後端部に固定されている。リアハウジング 1 4 2 には、ドロバを押圧するために進退移動するロータリージョイント（不図示）を内装したピストン機構のツールアンクランプシリンダ 1 4 3 が結合されている。

フロント側軸受 1 2 2, 1 2 2 は、複列のアンギュラ玉軸受であって、内輪 1 2 3, 1 2 3 に回転軸 1 2 1 の前端部がそれぞれ内嵌されており、外輪 1 2 4, 1 2 4 がフロントハウジング 1 2 5 にそれぞれ内嵌されている。

リア側軸受 1 3 0 は、単列のアンギュラ玉軸受であって、内輪 1 2 9 に回転軸 1 2 1 の後端部が内嵌されており、外輪 1 4 4 がリアハウジング 1 4 2 に内嵌されている。

本例の工作機械 1 2 0 によれば、主軸カートリッジ 1 3 3 が主軸頭 1 3 1 に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸 1 2 1 の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されている。これにより、回転軸 1 2 1 の軸方向と平行な送り軸方向である Z 軸移動量の方が、主軸カートリッジ 1 3 3 が主軸頭 1 3 1 に挿入されるために必要な長さよりも長いために、Z 軸送りを利用して抜き取りを容易に行うことができる。

図 1 9 ～図 2 3 は、請求の範囲第 2 1 項に対応する、本発明の実施の形態の第 7 例を示している。本例の特徴は、回転軸 1 2 1 と、フロント側軸受 1 2 2 と、

フロントハウジング 125 と、ビルトインモータ 126 のロータ 127 と、リア側軸受 130 と、軸受スリーブ 142 と、から構成された半組立体である主軸サブカートリッジ 151 が、主軸頭 131 に対して一体的に分解可能且つ組付可能である。また、主軸サブカートリッジ 151 が主軸頭 131 に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸 121 の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 19 に示すように、第 7 例の工作機械 150 は、回転自在な回転軸 121 と、内輪 123 に回転軸 121 の前端が内嵌されたフロント側軸受 122 と、フロント側軸受 122 の外輪 124 が内嵌されたフロントハウジング 125 と、ビルトインモータ 126 のロータ 127 と、内輪 144 に回転軸 121 の後端が内嵌されたリア側軸受 130 と、リア側軸受 130 の外輪 144 が内嵌された軸受スリーブ 142 と、から構成された半組立体である主軸サブカートリッジ 151 を備え、主軸サブカートリッジ 151 が、主軸頭 131 に対して一体的に分解可能且つ組付可能である。また、主軸サブカートリッジ 151 が主軸頭 131 に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸 121 の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されている。

立形マシンニングセンタの工作機械の場合、Z 軸案内レール 141 に支持されながら Z 軸方向に移動する主軸頭 131 の Z 軸移動量  $L_3$  が長くなると、必然的に機械高さ  $H_1$  が高くなる。機械高さ  $H_1$  は、道路運搬時の高さ、機械搬入・搬出時の工場入口・出口部の高さ、設置場所の天井高さの制限を受ける。このため、機械高さ  $H_1$  はできるだけ低い方が望ましい。そこで、工作機械 150 では、半組立体である主軸サブカートリッジ 151 を主軸頭 131 から完全に引き抜くために必要な長さ  $L_4$  は主軸カートリッジ 133 (図 17 参照) を引き抜くために必要な長さ  $L_1$  より小さいため、Z 軸移動量  $L_3$  を短くでき、結果的に、機械高さ  $H_1$  を低くできる。

図 20 に示すように、主軸サブカートリッジ 151 は、ステータ 128 の内径  $\phi D_1$  よりも、軸受スリーブ 142 の外径  $\phi D_2$  の方が小さい。そして、主軸サ

ブカートリッジ151は、軸受スリーブ142が、この軸受スリーブ142を内嵌しているスリーブハウジング152に対して、図20中下方へ軸方向に自由に移動できる。これにより、半組立体である主軸サブカートリッジ151は外筒132と締結しているボルト（不図示）を取外すだけで、フロントハウジング125を先にして外筒132から一体的にして引き抜くことができるとともに、スリーブハウジング152に配されている、冷却油供給ホース153、油圧供給ホース154、モータ動力ケーブル155の切り離し作業をすることなく、主軸頭131に対し一体的に分解、組み付けが可能であり、それによって、交換時間を短縮することができる。

次に、図21～図23を参照して、第7例の工作機械150における主軸サブカートリッジ151の取り外し手順を説明する。

図21に示すように、まず、Z軸送りを利用して主軸頭131を最下位置A1まで下降させる。そこで、フロントハウジング125の外筒132への固定を解除する。

図22に示すように、Z軸送りを利用して主軸頭131を最上位置A2まで上昇させる。主軸頭131は、ステータ128を有する外筒132、スリーブハウジング152といっしょに上昇するため、半組立体である主軸サブカートリッジ151のみが残され、この主軸サブカートリッジ151を一体的に取外すことができる。

図23に示すように、主軸頭131の外筒132に対する締結を解除することにより、残りの、ステータ128を有する外筒132、スリーブハウジング152等の部品を取外すことができる。このとき、残りの、ステータ128を有する外筒132、スリーブハウジング152等の部品を一体的に取り出すためには、残りの部品の全長L5よりも、主軸頭131の下面からワークテーブル137の上面までの距離L6の方が長くなければならないが、主軸サブカートリッジ151が予め分解済みのために、 $L5 < L6$ の関係を構成するのが容易である。それにより、Z軸移動量L3を短くでき、機械高さH1を低くすることができる。

本例の工作機械150によれば、回転軸121と、フロント側軸受122と、

フロントハウジング 1 2 5 と、ロータ 1 2 7 と、リア側軸受 1 3 0 と、軸受スリーブ 1 4 2 と、から主軸サブカートリッジ 1 5 1 が構成され、この主軸サブカートリッジ 1 5 1 が、主軸頭 1 3 1 に対して一体的に分解可能且つ組付可能に配される。従って、工作機械 1 5 0 全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、半組立体である主軸サブカートリッジ 1 5 1 を主軸頭 1 3 1 から単体で取り外して分解・組み付けを行うことができる。

図 2 4 は、請求の範囲第 2 2 項に対応する、本発明の実施の形態の第 8 例を示している。本例の特徴は、主軸カートリッジ 1 3 3 が、単体で一体的に分解且つ一体的に組付可能である。また、主軸頭 1 6 1 が、主軸カートリッジ 1 3 3 を収容する主軸カートリッジ把持部 1 3 4 を有し、主軸カートリッジ把持部 1 3 4 が、少なくとも半分に分割する位置で分割して分解可能であることである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 2 4 に示すように、第 8 例の工作機械 1 6 0 は、主軸カートリッジ 1 3 3 が、単体で一体的に分解且つ一体的に組付可能である。また、主軸頭 1 6 1 が、主軸カートリッジ 1 3 3 を収容する主軸カートリッジ把持部 1 3 4 を有する。また、主軸頭 1 6 1 の主軸カートリッジ把持部 1 3 4 が、少なくとも半分に分割する位置で分割して分解可能である。

工作機械 1 6 0 は、主軸頭 1 6 1 が、回転軸中心線 1 6 2 の部分で分割された第 1 主軸頭部 1 6 3、第 2 主軸頭部 1 6 4 を有し、両主軸頭部 1 6 3、1 6 4 がボルト 1 6 5 によって締結されている。そして、主軸カートリッジ 1 3 3 が、フランジ部 1 6 6 を介して、一体化した第 1 主軸頭部 1 6 3、第 2 主軸頭部 1 6 4 の両方にボルト 1 6 7 によって締結されている。

工作機械 1 6 0 では、主軸カートリッジ 1 3 3 を交換するときに、ボルト 1 6 5 を取り外して第 1 主軸頭部 1 6 3 を第 2 主軸頭部 1 6 4 から取り外すことにより、Z 軸ストロークの長さに関係なく、主軸カートリッジ 1 3 3 を単体で一体的に取り外すことができ、その作業を容易に行うことができる。ここで、第 2 主軸頭部 1 6 4 は人が持つことのできる質量に設定されている。

尚、第6例、第7例、第8例に係る工作機械は、前述した各実施の形態に限定されるものではなく、適宜な変形、改良等が可能である。

例えば、マシンニングセンタに適用される他に、NC工作機械や、手動で送り動作を行う汎用工作機械等に適用しても良い。

また、フロント側・リア側軸受は、アンギュラ玉軸受に限らず、深溝玉軸受や各種ころ軸受、等の転がり軸受であっても良い。

図25～図29は、請求の範囲第23項、第24項、第25項、第26項、第28項に対応する、本発明の実施の形態の第9例を示している。本例の特徴は、外筒181と、主軸頭183と、回転軸184と、フロント側軸受186、186と、リア側軸受188と、フロントハウジング191と、スリーブハウジング193と、ツールアンクランプシリンダ194と、を備え、回転軸184と、フロント側軸受186と、リア側軸受188と、フロントハウジング191と、スリーブハウジング193と、が一体的に組み付けられて半組立体である主軸サブカートリッジ195をなして、主軸サブカートリッジ195と、外筒181と、ツールアンクランプシリンダ194と、が三分割で構成され、半組立体である主軸サブカートリッジ195が、外筒181から抜き取り可能としたことである。

図25に示すように、第9例の主軸装置180は、ステータ182を有する外筒181と、外筒181が内嵌された主軸頭183と、ステータ182の内側に配されたロータ185を有する回転自在な回転軸184と、内輪187、187に回転軸184の一端が内嵌されたフロント側軸受186、186と、内輪189に回転軸184の他端が内嵌されたリア側軸受188と、フロント側軸受186、186の外輪190、190が内嵌され、外筒181の一端に装着されたフロントハウジング191と、リア側軸受188の外輪192が内嵌され、外筒181の他端に内嵌されたスリーブハウジング193と、外筒181の一端に固定されたツールアンクランプシリンダ194と、を備え、ロータ185を有する回転軸184と、フロント側軸受186と、リア側軸受188と、フロントハウジング191と、スリーブハウジング193と、が一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジ195をなして、当該主軸サブカートリッジ195と、外筒18

１と、ツールアンプシリンダ１９４と、が三分割で構成され、主軸サブカートリッジ１９５が、外筒１８１から抜き取り可能である。

また、ツールアンプシリンダ１９４が、外筒１８１から抜き取り可能であり、主軸サブカートリッジ１９５が抜き取られた外筒１８１と、ツールアンプシリンダ１９４と、の組体（第１組体）（図２８に示す）１９６が、主軸頭１８３から抜き取り可能である。

また、主軸サブカートリッジ１９５と、外筒１８１と、ツールアンプシリンダ１９４と、の組体（第２組体）（図２９に示す）１９７が、主軸頭１８３から抜き取り可能であり、回転軸１８４の回転を検出するセンサ（回転センサ）１９８を、回転軸１８４と、外筒１８１と、の間に配している。

外筒１８１は、円筒形状に形成されており、図２５中下方である一端部がフロントハウジング固定部１９９になっている。また、外筒１８１は、図２５中上方である他端部にスリーブハウジング固定部２００が形成されている。スリーブハウジング固定部２００には、電線挿通部２０１が形成されている。外筒１８１の内周面には、ステータ１８２が固定されている。ステータ１８２は、電源配線２０２から与えられた電流により、内周側に回転磁界を発生する。

主軸頭１８３は、外筒１８１を着脱可能に把持しており、例えば横形マシンニングセンタの場合、ベッドに立設固定されたコラムのＹ軸案内レールに沿って上下移動する。

回転軸１８４は、ステータ１８２の内周部に非接触にしてロータ１８５を有する。ロータ１８５は、ステータ１８２が発生した回転磁界により、回転軸１８４を回転させる。回転軸１８４は、内装されたドローバ２０３を介して工具ホルダ（不図示）に連結される。

フロント側軸受１８６，１８６は、複列のアンギュラ玉軸受であって、内輪１８７，１８７に回転軸１８４の一端部がそれぞれ内嵌されており、外輪１９０，１９０がフロントハウジング１９１にそれぞれ内嵌されている。

フロントハウジング１９１は、円筒形状に形成されており、外筒１８１の端部に外筒内嵌部２０４が形成されている。また、フロントハウジング１９１は、外



周部に外周部材 205 が外嵌されており、この外周部材 205 との間に、円周方向に凹溝状をなす流体流路 206 が複数形成されている。流体流路 206 は、ツールアंकランプシリンダ 194 に装着された冷却油供給ホース 207 に連通接続される。

リア側軸受 188 は、単列のアンギュラ玉軸受であって、内輪 189 に回転軸 184 の他端部が内嵌されており、外輪 192 がスリーブハウジング 193 に内嵌されている。

スリーブハウジング 193 は、円筒形状に形成されており、外筒 181 のスリーブハウジング固定部 200 に内嵌されている。

そして、回転軸 184 の他端部に回転センサ 198 が配されている。回転センサ 198 は、回転軸 184 の他端部に固定された回転体 208 と、この回転体 208 の外周に近接して外筒 181 に固定された電気信号発生器 209 と、からなる。電気信号発生器 209 は、回転軸 184 とともに回転体 208 が回転することにより、回転体 208 から与えられた磁気を電氣的に変換して、例えばパルス状の回転信号を発生する。発生した回転信号は、センサ信号線（不図示）や送信機（不図示）により制御装置（不図示）に転送されて監視される。

ツールアंकランプシリンダ 194 は、外筒 181 の一端部に着脱可能に固定されており、ドローバ 203 を押圧するために進退移動するピストン 210 を内装している。また、ツールアंकランプシリンダ 194 には、電源配線 202 がプラグ 211 を介して装着されているとともに、冷却油供給ホース 207 がねじ固定されている。冷却油供給ホース 207 は、このツールアंकランプシリンダ 194 内と、外筒 181 内と、を通じてフロントハウジング 191 の流体流路 206 に連通接続されている。

このような主軸装置 180 では、ロータ 185 を有する回転軸 184 と、フロント側軸受 186 と、リア側軸受 188 と、フロントハウジング 191 と、スリーブハウジング 193 と、回転センサ 198 の回転体 208 とが、一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジ 195 をなしており、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、ツールアंकランプシリンダ 194 と、が三分割で構成

されている。

図 26 に示すように、主軸装置 180 は、ロータ 185 の外径 D1、スリーブハウジング 193 の外径 D2、回転センサ 198 の回転体 208 の外径 D3、のいずれもが、ステータ 182 の内径 D4 よりも小さく設定されている。そのため、フロントハウジング 191 を先にして、主軸サブカートリッジ 195 を外筒 181 から引き抜くことができる。これにより、主軸サブカートリッジ 195 を構成する、ロータ 185 を有する回転軸 184 と、フロント側軸受 186 と、リア側軸受 188 と、フロントハウジング 191 と、スリーブハウジング 193 と、回転センサ 198 の回転体 208 と、に点検、修理、交換等のメンテナンスが必要になった時に、主軸サブカートリッジ 195 へのメンテナンス作業を簡単に行うことができる。

図 27 に示すように、主軸装置 180 は、ツールアンクランプシリンダ 194 が、外筒 181 の端部に着脱可能に固定されている。そのため、ツールアンクランプシリンダ 194 のみを外筒 181 から簡単に抜き取ることができるので、ツールアンクランプシリンダ 194 に配されている、ロータリージョイント 212、電源配線 202 のプラグ 211、冷却油供給ホース 207 に、点検、修理、交換等のメンテナンスが必要になった時に、それらに対するメンテナンス作業を簡単に行うことができる。更に、ツールアンクランプシリンダ 194 を取り外すことにより、回転センサ 198 の電気信号発生器 209 における点検、修理、交換等のメンテナンス作業も簡単に行うことができる。

図 28 に示すように、主軸装置 180 は、外筒 181 が、主軸頭 183 に着脱可能に把持されているために、主軸サブカートリッジ 195 が抜き取られた外筒 181 と、ツールアンクランプシリンダ 194 と、からなる第 1 組体 196 を主軸頭 183 から抜き取ることができる。それにより、外筒 181 に、点検、修理、交換等のメンテナンスが必要になった時に、外筒 181 に対するメンテナンス作業を簡単に行うことができる。

図 29 に示すように、主軸装置 180 は、外筒 181 が、主軸頭 183 に着脱可能に把持されているために、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、

ツールアンプシリンダ 194 と、からなる第 2 組体 197 を主軸頭 183 から抜き取ることができる。それにより、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、ツールアンプシリンダ 194 と、からなる第 2 組体 197 に、点検、修理、交換等のメンテナンスが必要になった時に、第 2 組体 197 に対するメンテナンス作業を簡単に行うことができる。

第 9 例の主軸装置 180 によれば、ロータ 185 を有する回転軸 184 と、フロント側軸受 186 と、リア側軸受 188 と、フロントハウジング 191 と、スリーブハウジング 193 と、が一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジ 195 をなし、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、ツールアンプシリンダ 194 と、が三分割で構成され、主軸サブカートリッジ 195 を、外筒 181 から抜き取ることができる。従って、主軸サブカートリッジ 195 を構成する、ロータ 185 を有する回転軸 184、フロント側軸受 186、リア側軸受 188、フロントハウジング 191、スリーブハウジング 193 を外筒 181 から一体的に抜き取れるために、主軸装置 180 全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、回転軸 184、フロント側軸受 186、リア側軸受 188 のみを簡単に取り外すことができる。

また、第 9 例の主軸装置 180 によれば、ツールアンプシリンダ 194 が、外筒 181 から抜き取り可能である。これにより、主軸装置 180 全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、ツールアンプシリンダ 194 のみを簡単に取り外すことができる。

また、第 9 例の主軸装置 180 によれば、主軸サブカートリッジ 195 が抜き取られた外筒 181 と、ツールアンプシリンダ 194 と、の第 1 組体 196 が、主軸頭 183 から抜き取り可能である。これにより、主軸装置 180 全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、主軸サブカートリッジ 195 に加えて、外筒 181 と、ツールアンプシリンダ 194 と、の第 1 組体 196 を主軸頭 183 から簡単に取り外すことができる。

また、第 9 例の主軸装置 180 によれば、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、ツールアンプシリンダ 194 と、の第 2 組体 197 が、主軸

頭 183 から抜き取り可能である。これにより、主軸装置 180 全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、主軸サブカートリッジ 195 と、外筒 181 と、ツールアンクランプシリンダ 194 と、の第 2 組体 197 を主軸頭 183 から簡単に取り外すことができる。

図 30 は、請求の範囲第 23 項、第 27 項に対応する、本発明の実施の形態の第 10 例を示している。本例の特徴は、ツールアンクランプシリンダ 194 に、各種流体配管、各種電源ケーブルを配したカブラ 221 を着脱自在に取付けたことである。その他の構成は第 1 例と同じであるから、同一部材には同一符号を付して詳細な説明は省略する。

図 30 に示すように、第 10 例の主軸装置 220 は、主軸カートリッジ方式を採用しており、ツールアンクランプシリンダ 194 に、各種流体配管、各種電源ケーブルを配したカブラ 221 が着脱自在に取付けられている。

ここで、主軸カートリッジ 222 に必要な油空圧管としては、冷却油供給管路、油圧供給管路、切削液供給管路、エアパージ供給管路、テーパクリーニングエア供給管路などがある。また、主軸カートリッジ 222 に必要な電線としては、モータ動力ケーブル、モータ回転センサケーブル、検出スイッチケーブル等がある。そして、主軸カートリッジ 222 を主軸頭 183 から分解、または組み付けるときは、これら多くの流体配管と電源ケーブルを切り離す必要があり、作業時間がかかる。そこで、主軸装置 220 では、各種流体配管および各種電源ケーブルの、主軸カートリッジ 222 と接続される部分を一体にしたカブラ 221 を用いている。

カブラ 221 は、外筒 181 の外周部に形成された流体流路 223 およびフロントハウジング 191 の流体流路 206 に冷却油を供給する冷却油供給ホース 207、ツールアンクランプシリンダ 194 に油圧を供給する油圧供給ホース 224、電源配線 202 が、プラグ 225 に接続されている。そして、外筒 181 の他端部に結合されていてリア側軸受 188 の外輪 192 が内嵌されたスリーブハウジング 226 にソケット 227 が固定されている。プラグ 225 とソケット 227 とは、爪 228 により固定されており、爪 228 は、押し付けるだけで互い

に締結される。外すときは引っ掛かりを開放して引き抜くようになっている。

また、プラグ 225 とソケット 227 との油空圧管路にはシール 229 が配されており、油や空気が漏れ出すことはない。このとき、カプラ 221 の油圧管路に着脱動作により開閉するバルブを内蔵すれば、カプラ 221 を外すときに油漏れがなく作業性がよい。また、カプラ 221 には電線カプラ 230 が配されており、電線カプラ 230 はカプラ 221 の着脱動作と同時に着脱される。このような構造は、切削液供給管路、エアパージ供給管路、テーパクリーニングエア供給管路、モータ回転センサケーブル、検出スイッチケーブルなどに適用しても良い。

このようにすることにより、主軸カートリッジ 222 を主軸頭 183 から分解、または組み付けるときに、冷却油供給ホース 207 や油圧供給ホース 224 等の多くの油空圧管と、電源配線 202 と、を工具無しに一度で切り離すことができ、作業時間が短縮できる。また、カプラ 221 に各種流体配管 207, 224 の開閉弁や電源カプラ 230 を配することにより、点検・修理・交換時に、各種流体配管 207, 224 を閉塞し、電源配線 202 を取外してから作業を行えば、流体の漏洩や電源配線の絡まり、等を防止して作業を行うことができる。このとき、カプラ 221 の代わりに、例えば 2～3 本のボトル締結としても良く、そうすることにより、作業性を大きく損なうことなく、構造をシンプルにできる。更に、このようなカプラ 221 を有する構造を主軸サブカートリッジ方式に適用すると、フロント側軸受 186 またはリア側軸受 188 の交換のときには、主軸サブカートリッジ 195 (図 25 参照) を取り出すことで交換時間を短縮でき、ステータ 182 の交換のときには、カプラ 221 を外して主軸カートリッジ全体を短時間で交換することができる。

尚、第 9 例、第 10 例に係る主軸装置は、前述した各実施の形態に限定されるものではなく、適宜な変形、改良等が可能である。

例えば、マシンニングセンタに適用される他に、NC 工作機械や、手動で送り動作を行う汎用工作機械等に適用しても良い。

また、フロント側・リア側軸受は、アンギュラ玉軸受に限らず、深溝玉軸受や各種ころ軸受、等の転がり軸受であっても良い。

本発明を詳細にまた特定の実施態様を参照して説明したが、本発明の精神と範囲を逸脱することなく様々な変更や修正を加えることができることは当業者にとって明らかである。

本出願は、2003年04月07日出願の日本特許出願（特願2003-103219）、2003年12月17日出願の日本特許出願（特願2003-419854）、2003年03月31日出願の日本特許出願（特願2003-096503）、2004年01月05日出願の日本特許出願（特願2004-000261）、2003年11月14日出願の日本特許出願（特願2003-384703）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

#### <産業上の利用可能性>

以上のように、本発明の主軸装置及び主軸装置を備えた工作機械は、メンテナンス時の組込み及び取り外し作業が容易で且つ低コストな主軸装置を提供することができ、高い剛性を有し、かつ良好な減衰特性、スライド性に優れた主軸装置を提供することができ、主軸カートリッジまたは主軸サブカートリッジを短時間で分解・組付可能で、且つ最小限の機械高さに抑え、且つ剛性の高い工作機械を提供することができ、内部のあらゆる構成部品の交換作業を容易にできるようにしてメンテナンス性の向上を図ることができる。

更に、本発明の請求の範囲第1項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、フロントハウジング、回転軸及び軸受スリーブからなる半組立体が外筒から抜き取り可能であり、それにより、組込み性が向上するとともに破損時に速やかに交換できる。また、軸受スリーブは、リア側軸受が組立てられた状態であるため、半組立体の抜き差しでグリースの状態は変化しない。

従って、この主軸装置においては、半組立体を別の外筒を用いて予め慣らし運転を行ってから在庫することで、主軸装置損傷時に半組立体を交換して、即座に通常運転が可能となり、ダウンタイムの大幅な短縮が可能となる。また、主軸装置全体を交換するよりコスト低減でき、在庫コストの低減も可能となる。これにより、従来のような、メンテナンスの手間を減少することができないグリース潤滑の場合に組込み後に軸受の慣らし運転を必要とするためにダウンタイムが長く

なるという問題を解消できることになる。

また、外筒の内周径、ステータの内径、軸受スリーブの外径の順に直径が小さくなり、軸受スリーブより後方において、半組立体を抜こうとしたときに非回転体が障害とならないように任意の断面における回転体半径が軸受スリーブ後端から前記断面の間における非回転体の最小半径より小さくして、非回転体が障害とならないようにしている。したがって、半組立体を抜こうとしたとき、工具を保持・開放する非回転体であるピストン機構等が障害になることはない。

更に、本発明の請求の範囲第2項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、フロントハウジング、回転軸及び軸受スリーブからなる半組立体が外筒から抜き取り可能であることにより、組込み性が向上するとともに破損時に速やかに交換できる。また、軸受スリーブは、リア側軸受が組立てられた状態であるため、半組立体の抜き差しでグリースの状態は変化しない。

従って、この主軸装置においては、半組立体を別の外筒を用いて予め慣らし運転を行ってから在庫することで、主軸装置損傷時に半組立体を交換して、即座に通常運転が可能となり、ダウンタイムの大幅な短縮が可能となる。また、主軸装置全体を交換するよりコスト低減でき、在庫コストの低減も可能となる。

また、ピストン機構を介し、回転軸に組み込まれた内径部品によって工具交換が行われるため、外部に露出したものと比べて、高い潤滑性能を有して工具交換を行うことができる。

更に、本発明の請求の範囲第3項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、半組立体の取付け基準面と前記内径部品のピストン押付け面との距離が、基準寸法に対して $\pm 0.1 \text{ mm}$ 以内に調整されることにより、適切にアंकランプを行えるため、半組立体の交換を行う際にピストン調整を不要としてメンテナンス性を向上させることができる。

更に、本発明の請求の範囲第4項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、内径部品が、ばねを圧縮可能に組み込まれているとともに、内径部品の後部に調整部品が固定され、調整部品に、ピストン機構へのピストン押付け面が形成されているために、調整部品によって、工具ホルダ押し量を予め

定められた値に設定することができるので、その許容差を調整することによって、適切にアンクランプを行えるようにし、その結果、内径部品の交換を行う際にピストン調整を不要としてメンテナンス性を向上させることができる。

更に、本発明の請求の範囲第5項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、フロントハウジングが、外筒に対して締り嵌めで嵌合されていることにより、半組立体の分解、組付け、または交換した場合等、フロントハウジングと外筒の軸心にずれが生じることがなくなり、高い精度を維持できる。

更に、本発明の請求の範囲第6項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、軸受スリーブが、スリーブハウジングに内嵌され、軸受スリーブ外径が、スリーブハウジング内径に対して隙間嵌めで嵌合されていることにより、リア側軸受及び軸受スリーブは、主に回転軸をサポートするのが役割であるが、ロータ発熱による熱膨張など軸方向変位をシンプルな構造で吸収することができる。

更に、本発明の請求の範囲第7項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、軸受スリーブ外径と前記スリーブハウジング内径との間に複数対のオーリングが介在されているために、軸受スリーブ外径とスリーブハウジング内径との間の複数対のオーリングによって潤滑剤の漏れを防ぎ、オーリングの締め代による減衰効果によって、軸受スリーブの振動を減衰させることができる。

更に、本発明の請求の範囲第8項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、軸受スリーブとスリーブハウジングとの嵌合長さと、軸受スリーブの外径と、の比が、嵌合長さ／外径＝0.45～0.8の範囲内に設定されているために、軸受スリーブの外径と、スリーブハウジングとの嵌合部の長さ、と、が適切な関係に設定されるため、メンテナンス性および工作機械としての性能に優れた半組立体の構造を得ることができる。

更に、本発明の請求の範囲第9項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、軸受スリーブの円周上に複数設けられた潤滑剤排出穴と、軸受スリーブ外周の嵌合面に設けられた円周溝と、円周溝に連通接続された半径



方向の潤滑剤供給経路と、を有することにより、軸受スリーブがどんな位相でも問題なく潤滑剤を排出することが可能となる。例えば、水平取付けのスピンドルは下側に排出穴が必要になるが、いずれかの穴が下側に向くので排出を行うことができる。さらに、潤滑剤を軸受スリーブがどんな位置でも供給できる。したがって、軸受スリーブの位相を合わせる必要がなくなり、メンテナンスの作業性が良い。

更に、本発明の請求の範囲第10項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、リア側軸受が、定位置予圧で且つ背面組み合わせのアンギュラ玉軸受であることにより、ロータ発熱による熱膨張など軸方向変位をシンプルな構造で吸収することができる。

更に、本発明の請求の範囲第11項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、グリース潤滑であることにより、取り扱いが容易であって、比較的安価なグリース潤滑により、メンテナンスを少ない費用で行うことができる。

更に、本発明の請求の範囲第12項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、グリース補給装置を備えていることにより、グリース補給装置によって、グリースの不足を補うことができるので、焼付き等を回避することができる。

更に、本発明の請求の範囲第13項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、グリース補給された後に、余分なグリースを排出させる機構を持っていることにより、軸受内部へ供給され、不要となった潤滑剤は、軸受近傍に配された外輪間座等の回転部材に付着され、回転部材に付着した潤滑剤は、回転力により軸受の外側に弾き飛ばされる。それにより、不要になった潤滑剤を強制的に軸受外部へ排出することができる。

更に、本発明の請求の範囲第14項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑を用いていることにより、オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑によって、効率の良い潤滑を行うことができるので、耐焼付き性

を更に向上させることができる。

更に、本発明の請求の範囲第 15 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、スリーブハウジングと、スリーブハウジングに嵌合して回転軸の軸方向に移動可能とされた軸受スリーブとの嵌合面に弾性体を配置することにより、弾性体によってラジアル剛性を高めると共に、アキシアル方向の減衰率を向上させて回転軸の自励振動を防止することができる。また、弾性体に圧力を負荷する流体を供給するようにしたので、弾性体を変形させて、更にラジアル剛性を高めると共に、アキシアル方向の減衰率を向上させて回転軸の自励振動抑制効果を高めることができる。

更に、本発明の請求の範囲第 16 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、弾性体はオーリングとし、また流体は圧縮空気として複数本配設されたオーリングの間に圧縮空気を供給してオーリングに圧力を負荷するようにしたので、高いスライド性を維持したままラジアル剛性を高めて効果的に回転軸の自励振動を防止することができる。また、オーリングは、加工性や汎用性に富むため、複雑な製造工程を必要とせず高性能の主軸装置を製作することができる。

更に、本発明の請求の範囲第 17 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、弾性体に圧力を負荷する流体の圧力を可変とすることにより、主軸装置の使用条件に応じて圧力を変えて、流体の圧力による弾性体の変形量を変えることができる。また、弾性体のラジアル剛性や減衰率を使用条件に最適な値に設定して効果的に回転軸の自励振動を防止することができる。また、弾性体のラジアル剛性や減衰率の変更は、供給する流体の圧力を変えるだけで可能であり、極めて容易に変更することができる。

更に、本発明の請求の範囲第 18 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、オーリングは、ニトリルゴム又はフッ素ゴムから形成すると共に、オーリングの締め代をオーリングの使用標準値の 10% 以上で且つ該使用標準値以下としたので、オーリングはシール効果及び弾性支持効果を有するとともに、軸方向移動に対する耐摩耗性や、発熱に対する耐熱性を有して長寿命

とすることができる。また、オーリングの剛性を適度に高めてスライド性を維持したまま、ラジアル剛性及びアキシアル減衰性を向上させることができる。

更に、本発明の請求の範囲第 19 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、複数個の弾性体によって構成した弾性体セットを、複数セット配置し、両端に配置された弾性体セットは、一方の弾性体セットを軸受スリーブに、また他方の弾性体セットをスリーブハウジングに配設することにより、組み立てが容易で、オーリングの損傷の心配が少ない。なお、主軸装置に種々の負荷が作用した場合の軸受スリーブの移動を均一且つ安定して行わせる効果は、弾性体を軸受スリーブにのみ配設した場合及びスリーブハウジングにのみ配設した場合と同等である。さらに、主軸装置に 2 個の弾性体を、一方は軸受スリーブに、他方はスリーブハウジングに配設し、その弾性体の間に流体を供給する構成としても良い。

更に、本発明の請求の範囲第 20 項に記載した工作機械は、以上に述べた通り構成し作用するために、主軸頭の軸方向に設けられた主軸カートリッジ把持部に主軸カートリッジが挿入されているとともに、主軸カートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、主軸カートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能であることにより、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向である Z 軸移動量の方が、主軸カートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも長いために、Z 軸送りを利用した抜き取りを容易に行うことができる。

更に、本発明の請求の範囲第 21 項に記載した工作機械は、以上に述べた通り構成し作用するために、主軸サブカートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、主軸サブカートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能であるので、回転軸の軸方向と平行な送り軸方向である Z 軸移動量の方が、主軸サブカートリッジが主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも長いために、Z 軸送りを利用した抜き取りを容易に行うことができる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 2 項に記載した工作機械は、以上に述べた通り構成し作用するために、主軸頭の主軸カートリッジ把持部が、少なくとも半分に分割する位置で分割して分解可能であることにより、例えば、Z 軸移動量が短く設定されていても、主軸頭の主軸カートリッジ把持部を分割・展開することにより取り外し・組み付けを行うことができ、更に、主軸カートリッジと主軸頭との締結剛性を高めて工作機械全体の剛性を高めることができる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 3 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、ロータを有する回転軸と、フロント側軸受と、リア側軸受と、フロントハウジングと、スリーブハウジングと、が一体的に組み付けられて主軸サブカートリッジをなし、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアンクランプシリンダと、が三分割で構成され、主軸サブカートリッジを、外筒から抜き取ることができる。

従って、主軸サブカートリッジを構成する、ロータを有する回転軸、フロント側軸受、リア側軸受、フロントハウジング、スリーブハウジングを外筒から一体的に抜き取れるために、主軸装置全体を分解することなく、点検・修理・交換が必要な、回転軸、フロント側軸受、リア側軸受のみを簡単に取り外すことができる。これにより、配線や配管を取り外すことなく、主軸カートリッジを構成するいずれかの部品の管理が可能となる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 4 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、ツールアンクランプシリンダが、外筒から抜き取り可能であることにより、主軸装置全体を分解することなく、ツールアンクランプシリンダのみを簡単に取り外すことができるので、ツールアンクランプシリンダを構成するいずれの部品も点検・修理・交換が簡単にできる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 5 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、主軸サブカートリッジが抜き取られた外筒と、ツールアンクランプシリンダと、の組体が、主軸頭から抜き取り可能であることにより、主軸装置全体を分解することなく、主軸サブカートリッジに加えて、外筒と、ツールアンクランプシリンダと、の組体を主軸頭から簡単に取り外すことができる。

ので、外筒またはツールアンクランプシリンダを構成するいずれの部品も点検・修理・交換が簡単にできる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 6 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアンクランプシリンダと、の組体が、主軸頭から抜き取り可能であることにより、主軸装置全体を分解することなく、主軸サブカートリッジと、外筒と、ツールアンクランプシリンダと、の組体を主軸頭から簡単に取り外すことができるので、主軸装置全体を構成するいずれの部品も点検・修理・交換が簡単にできる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 7 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、ツールアンクランプシリンダまたは外筒に、各種流体配管、電源カプラを有するカプラが着脱自在に取付けられることにより、カプラに各種流体配管の開閉弁や電源カプラを配することにより、点検・修理・交換時に、各種流体配管を閉塞し、電源カプラを取り外してから作業を行えば、流体の漏洩や電源配線の絡まり、等を防止して作業を行うことができる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 8 項に記載した主軸装置は、以上に述べた通り構成し作用するために、回転軸の回転を検出するセンサを、回転軸と、外筒と、の間に配していることにより、ツールアンクランプシリンダを取り外すだけで、センサの点検・修理・交換が可能となる。

## 請 求 の 範 囲

1. ステータを有する外筒と、

ロータを有する回転自在な回転軸と、

外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、

前記回転軸の他端側に配設され前記外筒に嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能な軸受スリーブと、

内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備えた主軸装置であって、

前記外筒の内周径、前記ステータの内径、前記軸受スリーブの外径の順に直径が小さくなり、前記フロントハウジングと、前記回転軸と前記軸受スリーブとからなる半組立体が前記外筒から抜き取り可能であり、且つ前記軸受スリーブから後方の任意の断面における回転体半径が、前記軸受スリーブ後端から前記断面の間における非回転体の最小半径よりも小さい、ことを特徴とする主軸装置。

2. ステータを有する外筒と、

ロータを有する回転自在な回転軸と、

外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、

前記回転軸の他端側に配設され前記外筒に嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能な軸受スリーブと、

内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備えた主軸装置であって、

前記フロントハウジングと、前記回転軸と前記軸受スリーブとからなる半組立体が前記外筒から抜き取り可能であり、

前記回転軸に工具交換自在な内径部品が組み込まれているとともに、工具交換

のためのピストン機構を有することを特徴とする主軸装置。

3. 前記半組立体の取付け基準面と前記内径部品のピストン押付け面との距離が、基準寸法に対して $\pm 0.1 \text{ mm}$ 以内に調整されていることを特徴とする請求の範囲第2項に記載した主軸装置。

4. 前記内径部品が、ばねを圧縮可能に組み込まれているとともに、前記内径部品の後部に調整部品が固定されており、当該調整部品に、前記ピストン機構へのピストン押付け面が形成されていることを特徴とする請求の範囲第2項に記載した主軸装置。

5. 前記フロントハウジングが、前記外筒に対して締り嵌めで嵌合されていることを特徴とする請求の範囲第1項～第4項のいずれか一項に記載した主軸装置。

6. 前記軸受スリーブが、スリーブハウジングに内嵌されており、当該軸受スリーブ外径が、当該スリーブハウジング内径に対して隙間嵌めで嵌合されていることを特徴とする請求の範囲第1項～第5項のいずれか一項に記載した主軸装置。

7. 前記軸受スリーブ外径と前記スリーブハウジング内径との間に複数対のオーリングが介在されていることを特徴とする請求の範囲第6項に記載した主軸装置。

8. 前記軸受スリーブと前記スリーブハウジングとの嵌合長さと、当該軸受スリーブの外径と、の比が、嵌合長さ/外径 $= 0.45 \sim 0.8$ の範囲内に設定されていることを特徴とする請求の範囲第1項～第7項のいずれか一項に記載した主軸装置。

9. 前記軸受スリーブの円周上に複数設けられた潤滑剤排出穴と、当該軸受スリーブ外周の嵌合面に設けられた円周溝と、当該円周溝に連通接続された半径方向の潤滑剤供給経路と、を有することを特徴とする請求の範囲第1項～第8項のいずれか一項に記載した主軸装置。

10. 前記リア側軸受が、定位置予圧で且つ背面組み合わせのアンギュラ玉軸受であることを特徴とする請求の範囲第1項～第9項のいずれか一項に記載し

た主軸装置。

1 1. グリース潤滑であることを特徴とする請求の範囲第 1 項～第 1 0 項のいずれか一項に記載した主軸装置。

1 2. グリース補給装置を備えていることを特徴とする請求の範囲第 1 項～第 1 1 項のいずれか一項に記載した主軸装置。

1 3. グリース補給された後に、余分なグリースを排出させる機構を持って、いることを特徴とする請求の範囲第 1 項～第 1 0 項のいずれか一項に記載した主軸装置。

1 4. オイルエア、オイルミスト及び直噴潤滑のいずれかの微量潤滑を用いたことを特徴とする請求の範囲第 1 項～第 1 0 項のいずれか一項に記載した主軸装置。

1 5. 回転自在な回転軸と、

外輪がフロントハウジングに固定されると共に内輪が前記回転軸の一端に外嵌するフロント側軸受と、

前記回転軸の他端側に配設されスリーブハウジングに嵌合して前記回転軸の軸方向に移動可能とされた軸受スリーブと、

内輪が前記回転軸の他端に外嵌すると共に外輪が前記軸受スリーブに固定されて前記フロント側軸受と共働して前記回転軸を回転自在に支持するリア側軸受と、を備え、前記回転軸の他端を軸方向に変位可能とした主軸装置であって、

前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの嵌合面に前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの間をシールする弾性体を備えると共に、前記弾性体に圧力を負荷する流体を供給するように構成したことを特徴とする主軸装置。

1 6. 前記弾性体はオーリングであり、前記流体は圧縮空気であって、複数本配設された前記オーリングの間に前記圧縮空気を供給して前記オーリングに圧力を負荷するようにしたことを特徴とする請求の範囲第 1 5 項に記載の主軸装置。

1 7. 前記弾性体に圧力を負荷する前記流体の圧力は、可変であることを特徴とする請求の範囲第 1 5 項又は第 1 6 項に記載の主軸装置。

1 8. 前記オーリングは、ニトリルゴム又はフッ素ゴムから形成され、且つ



前記オーリングを前記スリーブハウジングと前記軸受スリーブとの間に装着したときの締め代は、前記オーリングの使用標準値の10%以上で、且つ該使用標準値以下であることを特徴とする請求の範囲第16項又は第17項に記載の主軸装置。

19. 前記弾性体は、複数個の弾性体によって1セットとなる弾性体セットが複数セット配置されると共に、両端に配置された前記弾性体セットは、一方の前記弾性体セットが前記軸受スリーブに配設され、他方の前記弾性体セットが前記スリーブハウジングに配設されたことを特徴とする請求の範囲第15項～第18項のいずれかに記載の主軸装置。

20. 回転自在な回転軸と、

内輪に前記回転軸の前端が内嵌されたフロント側軸受と、

前記フロント側軸受の外輪が内嵌されたフロントハウジングと、

ビルトインモータのロータと、

前記ビルトインモータのステータと、

内輪に前記回転軸の後端が内嵌されたリア側軸受と、

主軸頭に内嵌される外筒と、

から構成された主軸カートリッジを備え、

前記主軸頭の軸方向に設けられた主軸カートリッジ把持部に前記主軸カートリッジが挿入されているとともに、

前記主軸カートリッジが前記主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、前記回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されていることにより、

前記主軸カートリッジが、前記主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能であることを特徴とする工作機械。

21. 回転自在な回転軸と、

内輪に前記回転軸の前端が内嵌されたフロント側軸受と、

前記フロント側軸受の外輪が内嵌されたフロントハウジングと、

ビルトインモータのロータと、

内輪に前記回転軸の後端が内嵌されたリア側軸受と、  
前記リア側軸受の外輪が内嵌された軸受スリーブと、  
から構成された主軸サブカートリッジと、  
を備え、

前記主軸サブカートリッジが前記主軸頭に挿入されるために必要な長さよりも、  
前記回転軸の軸方向と平行な送り軸方向への移動量の方が長く設定されているこ  
とにより、

前記主軸サブカートリッジが、主軸頭に対して一体的に分解可能且つ組付可能  
であることを特徴とする工作機械。

22. 前記主軸頭の前記主軸カートリッジ把持部が、少なくとも半分に分割  
する位置で分割して分解可能であることを特徴とする請求の範囲第20項又は第  
21項に記載した工作機械。

23. ステータを有する外筒と、  
前記外筒が内嵌された主軸頭と、  
前記ステータの内側に配されたロータを有する回転自在な回転軸と、  
内輪に前記回転軸の一端が内嵌されたフロント側軸受と、  
内輪に前記回転軸の他端が内嵌されたリア側軸受と、  
前記フロント側軸受の外輪が内嵌され、前記外筒の一端に装着されたフロント  
ハウジングと、  
前記リア側軸受の外輪が内嵌され、前記外筒の他端に内嵌されたスリーブハウ  
ジングと、

前記外筒の一端に固定されたツールアンクランプシリンダと、  
を備えた主軸装置であって、  
前記ロータを有する前記回転軸と、前記フロント側軸受と、前記リア側軸受と、  
前記フロントハウジングと、前記スリーブハウジングと、が一体的に組み付けら  
れて主軸サブカートリッジをなして、当該主軸サブカートリッジと、前記外筒と、  
前記ツールアンクランプシリンダと、が三分割で構成され、前記主軸サブカート  
リッジが、前記外筒から抜き取り可能であることを特徴とする主軸装置。

24. 前記ツールアンクランプシリンダが、前記外筒から抜き取り可能であることを特徴とする請求の範囲第23項に記載した主軸装置。

25. 前記主軸サブカートリッジが抜き取られた前記外筒と、前記ツールアンクランプシリンダと、の組体が、前記主軸頭から抜き取り可能であることを特徴とする請求の範囲第24項に記載した主軸装置。

26. 前記主軸サブカートリッジと、前記外筒と、前記ツールアンクランプシリンダと、の組体が、前記主軸頭から抜き取り可能であることを特徴とする請求の範囲第23項～第25項のいずれか一項に記載した主軸装置。

27. 前記ツールアンクランプシリンダまたは前記外筒に、各種流体配管、電源カプラを有するカプラが着脱自在に取付けられていることを特徴とする請求の範囲第23項～第26項のいずれか一項に記載した主軸装置。

28. 前記回転軸の回転を検出するセンサを、前記回転軸と、前記外筒と、の間に配していることを特徴とする請求の範囲第23項～第27項のいずれか一項に記載した主軸装置。

図1

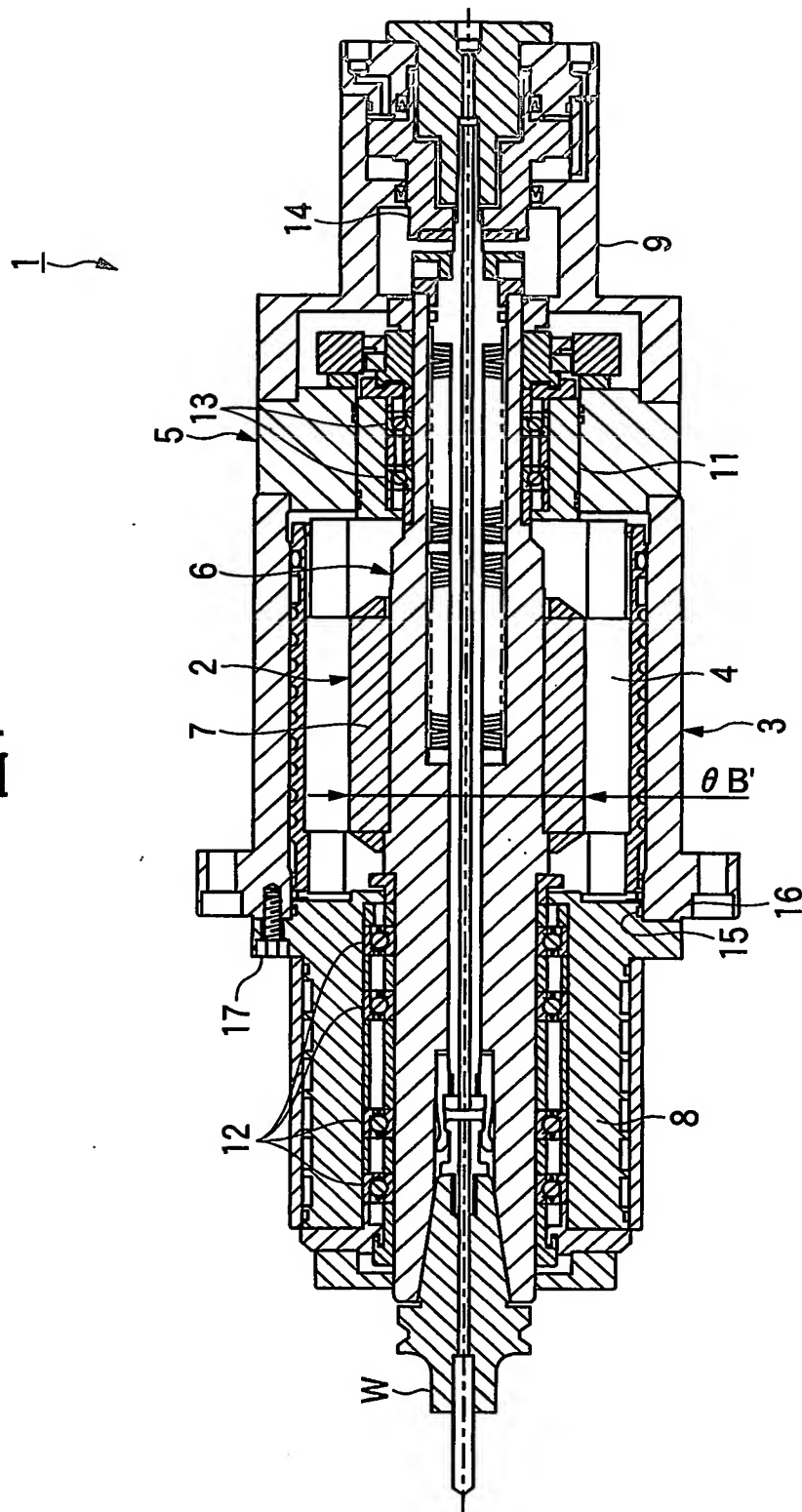


図2

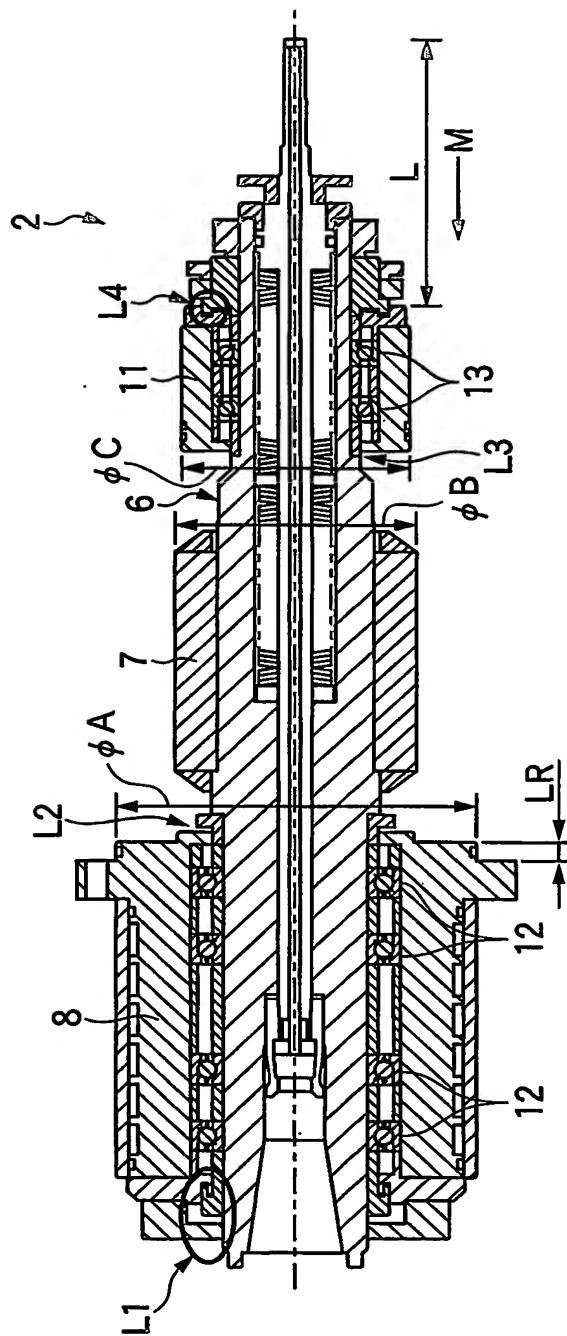


図3

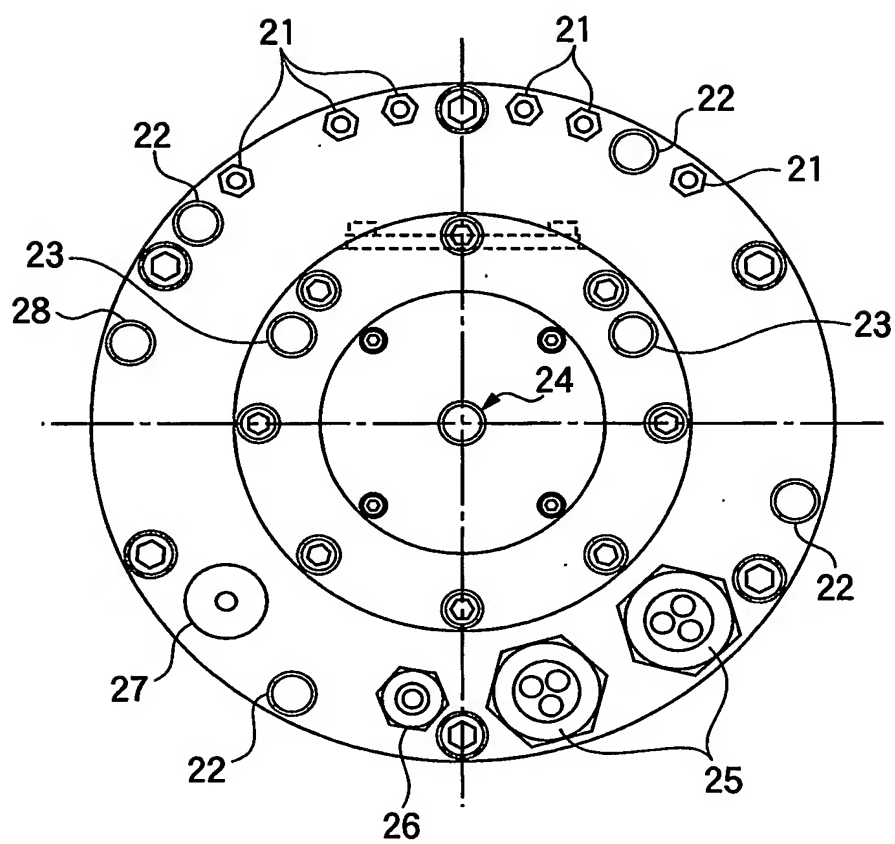


図4

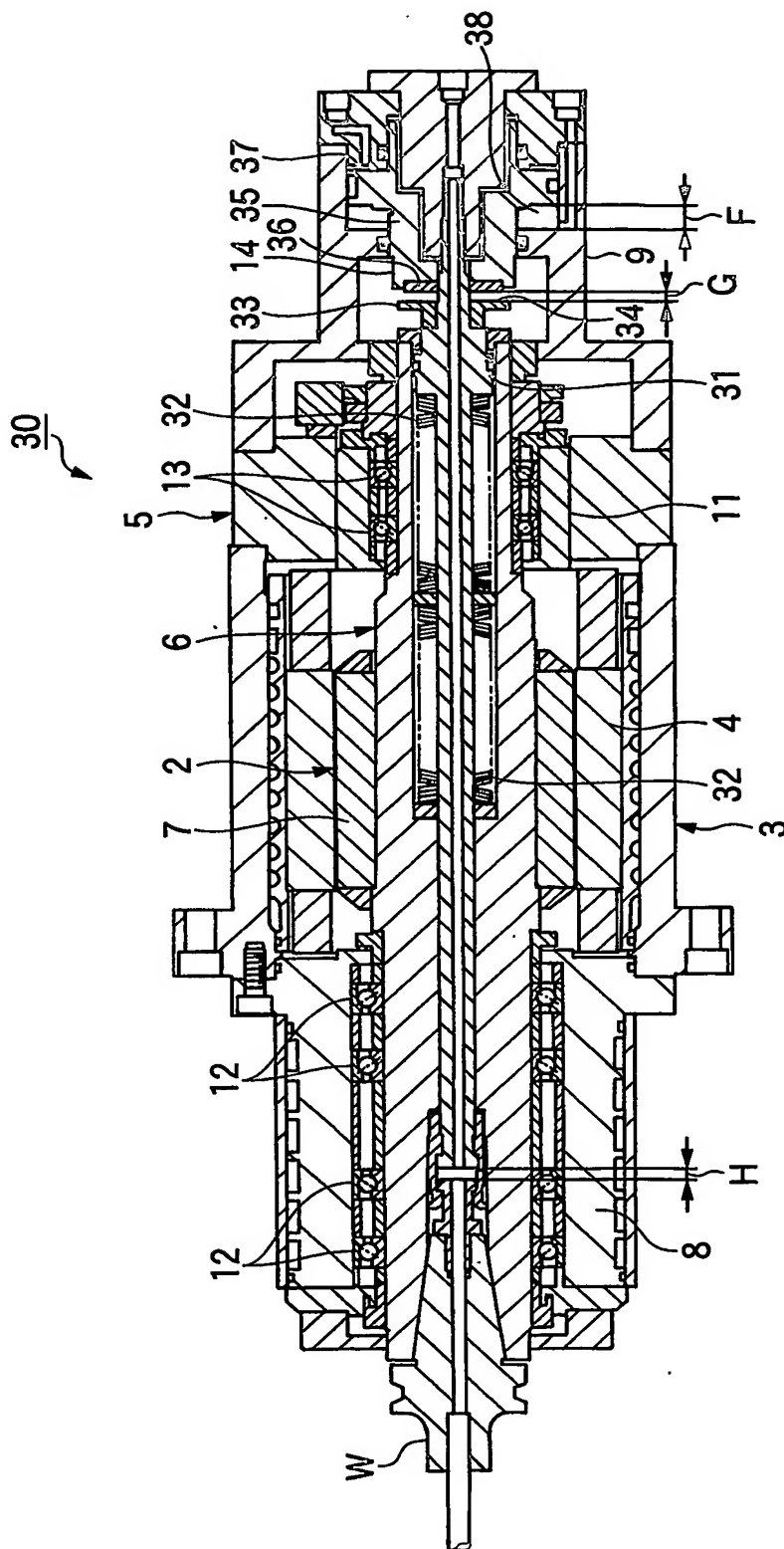
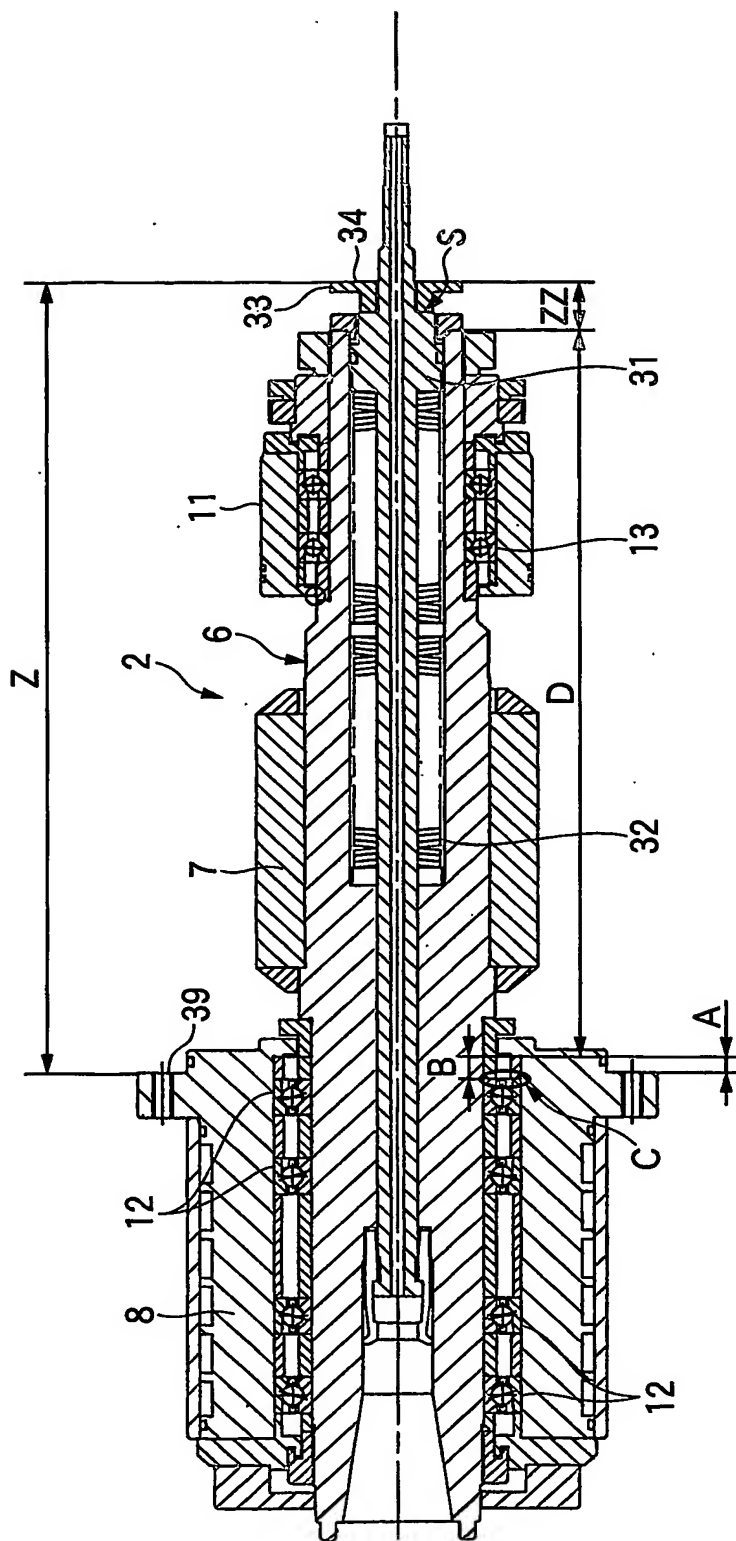


図5





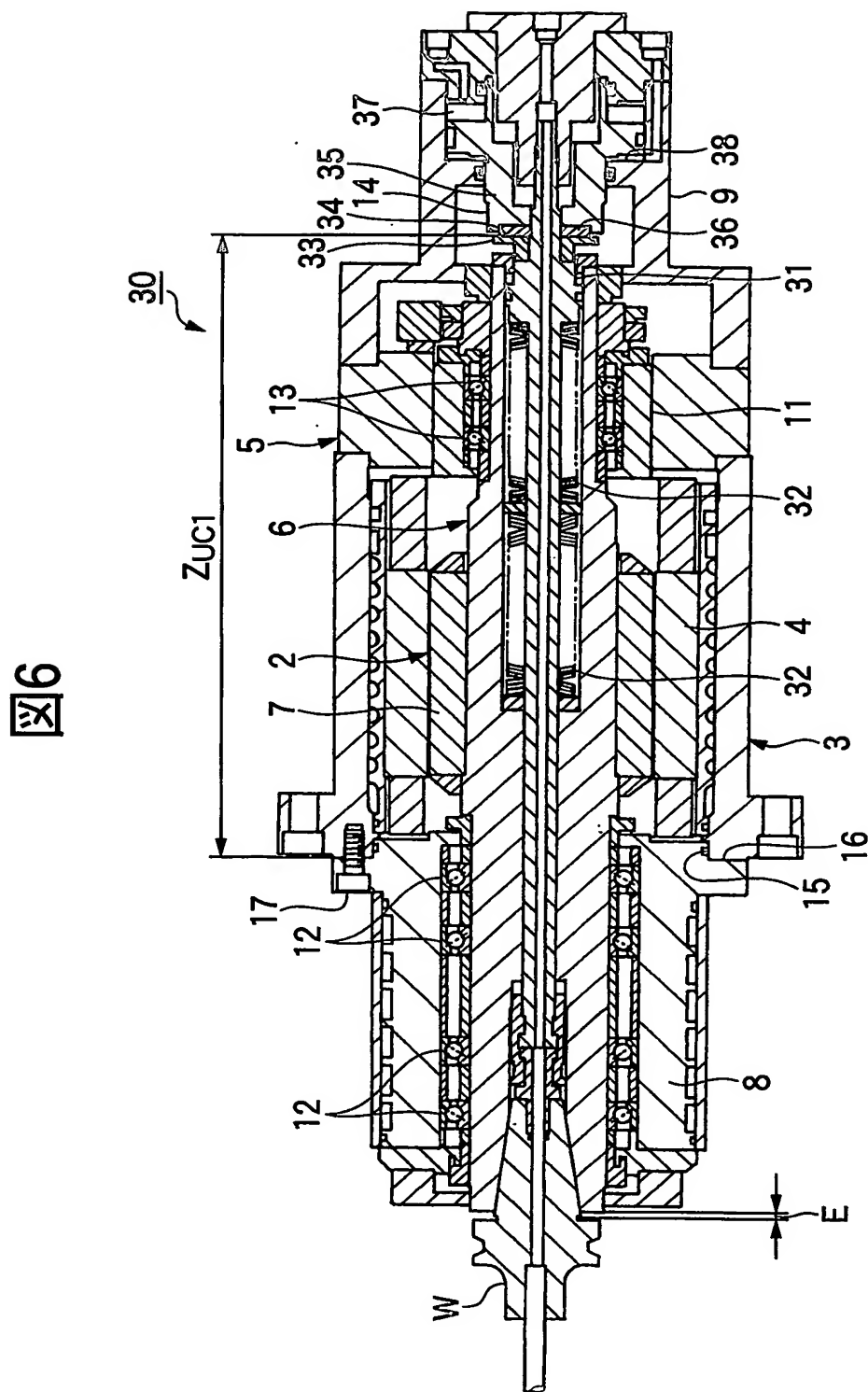


図7

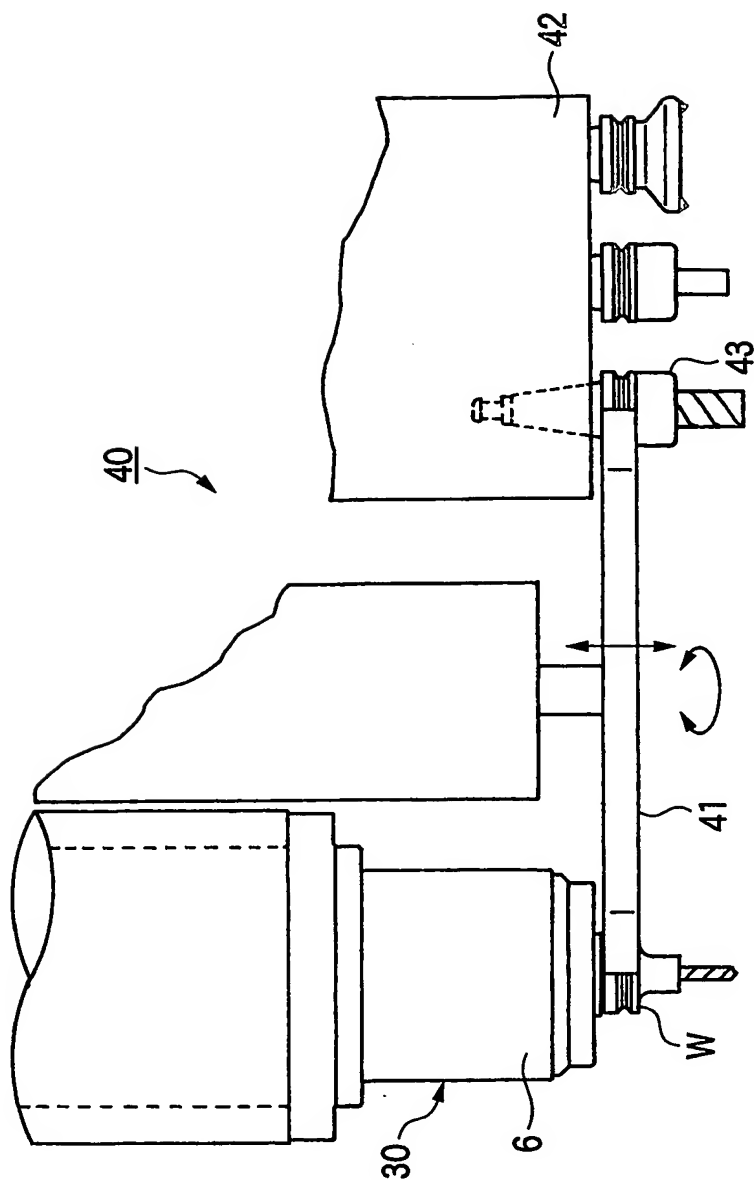


図8

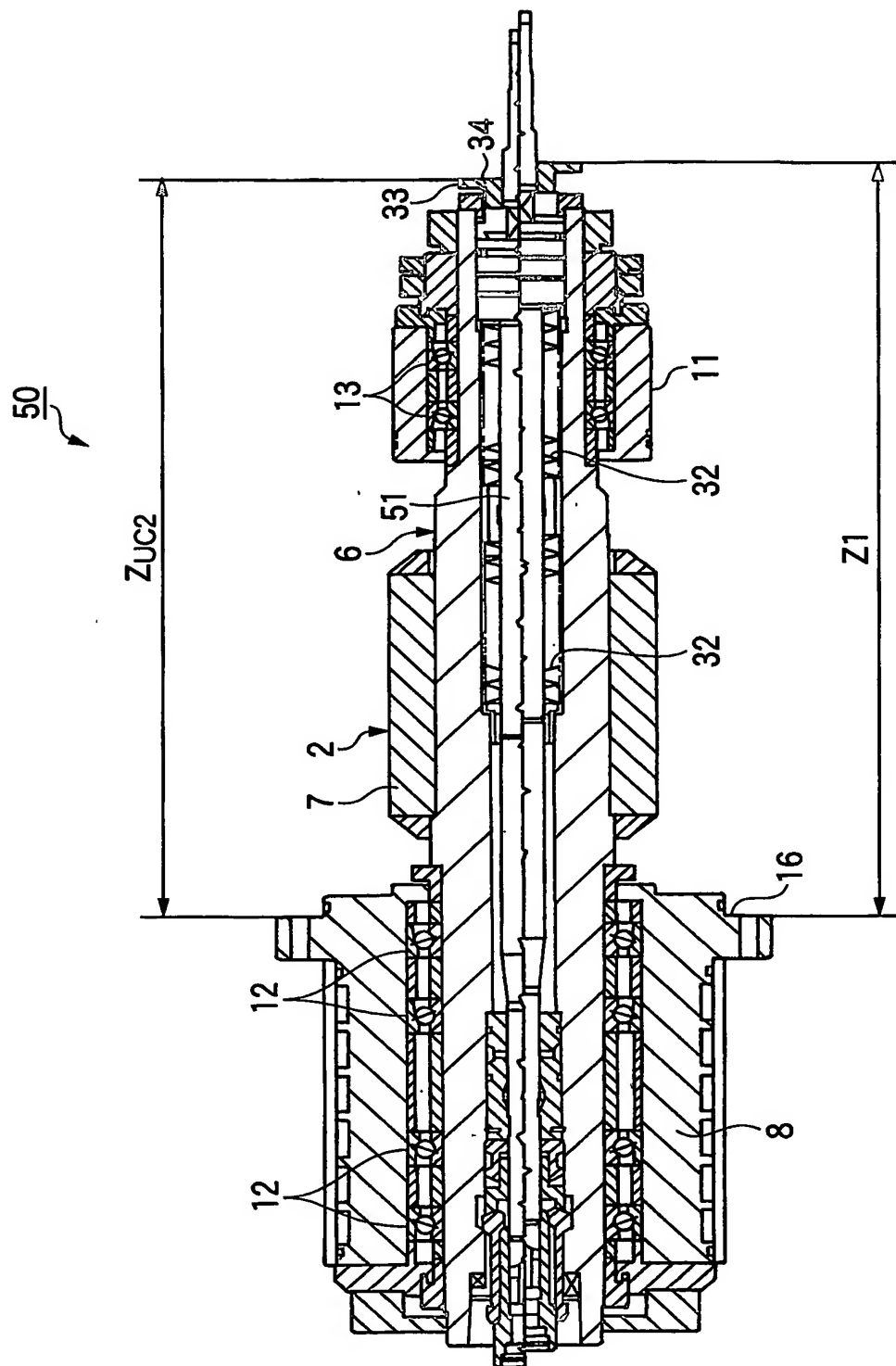


図9

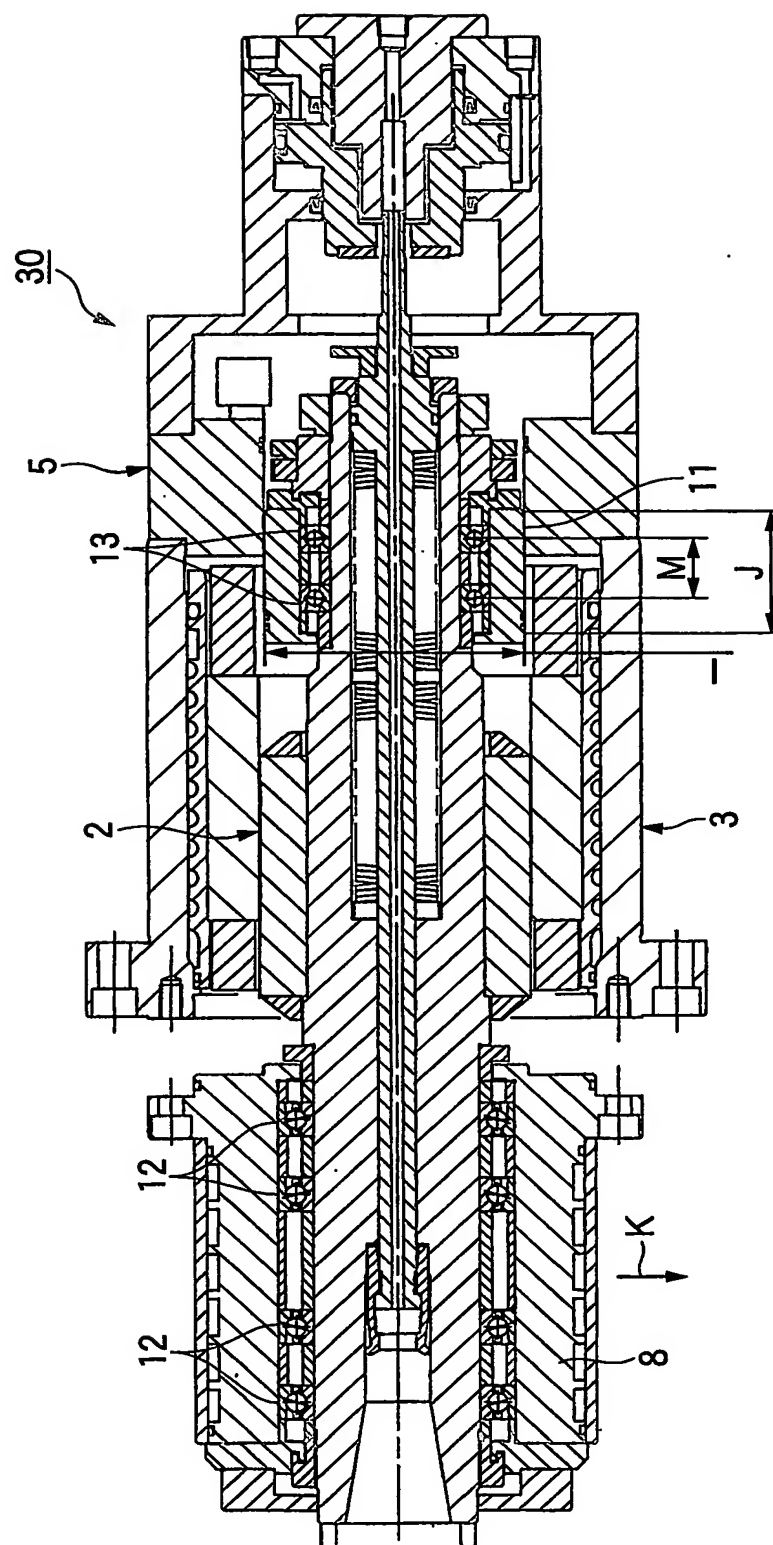


図10

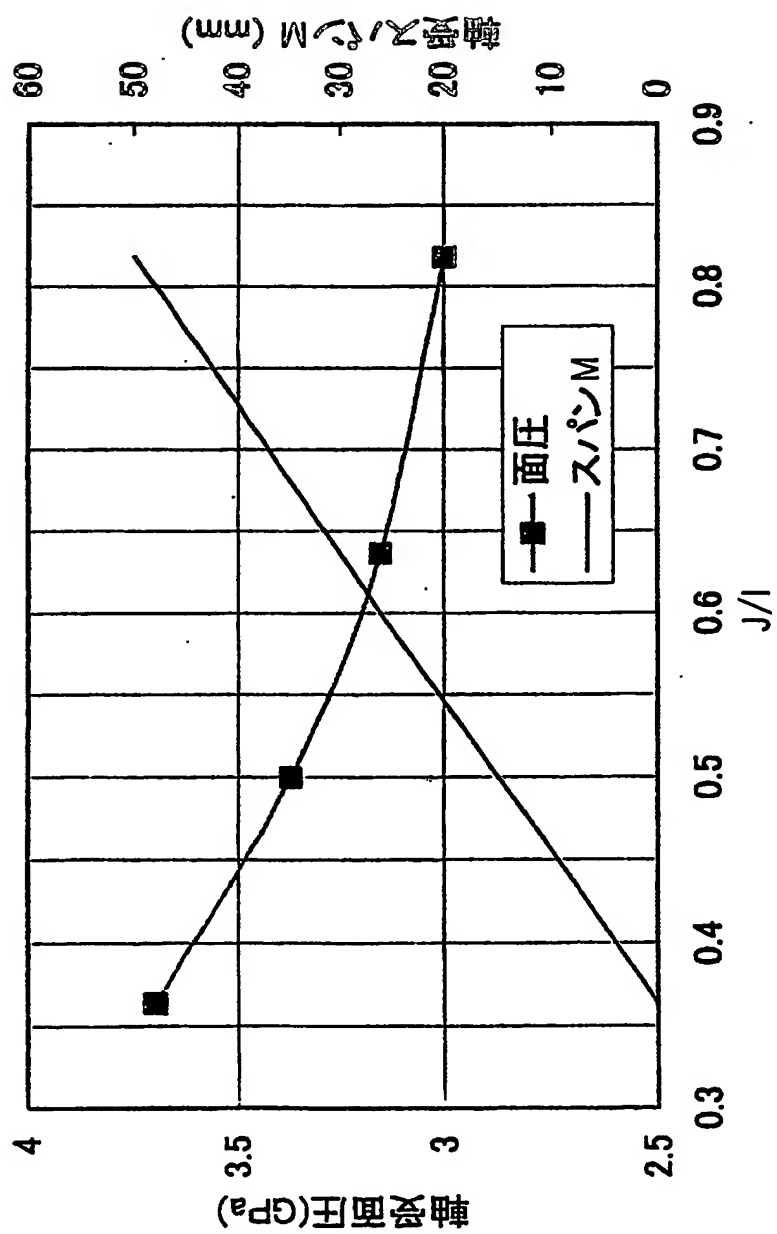


図11

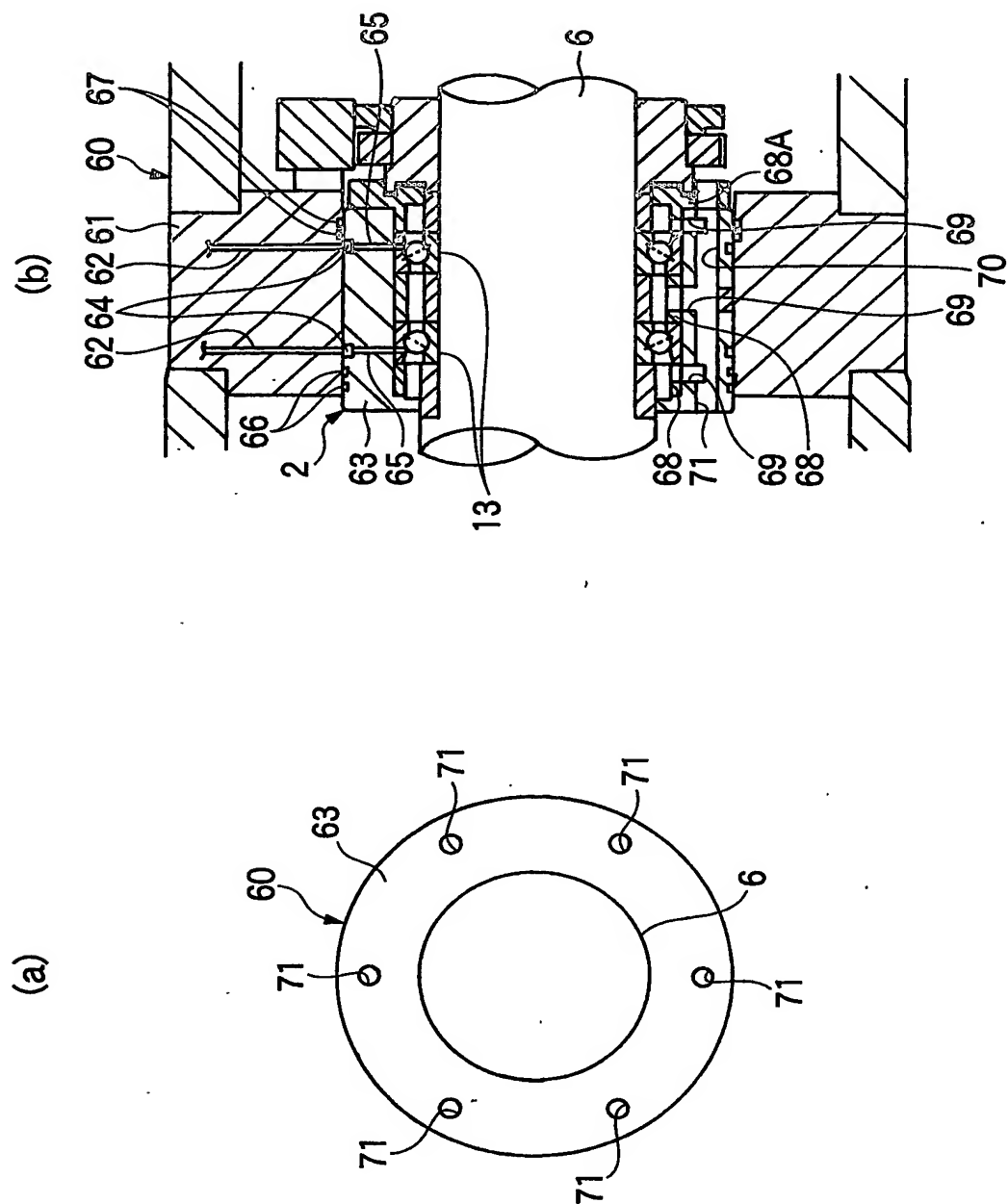


図12

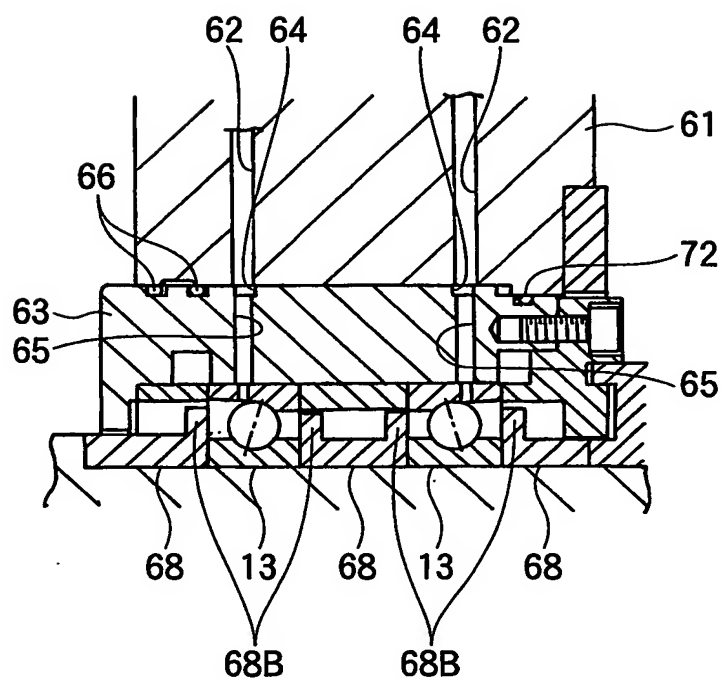


図13

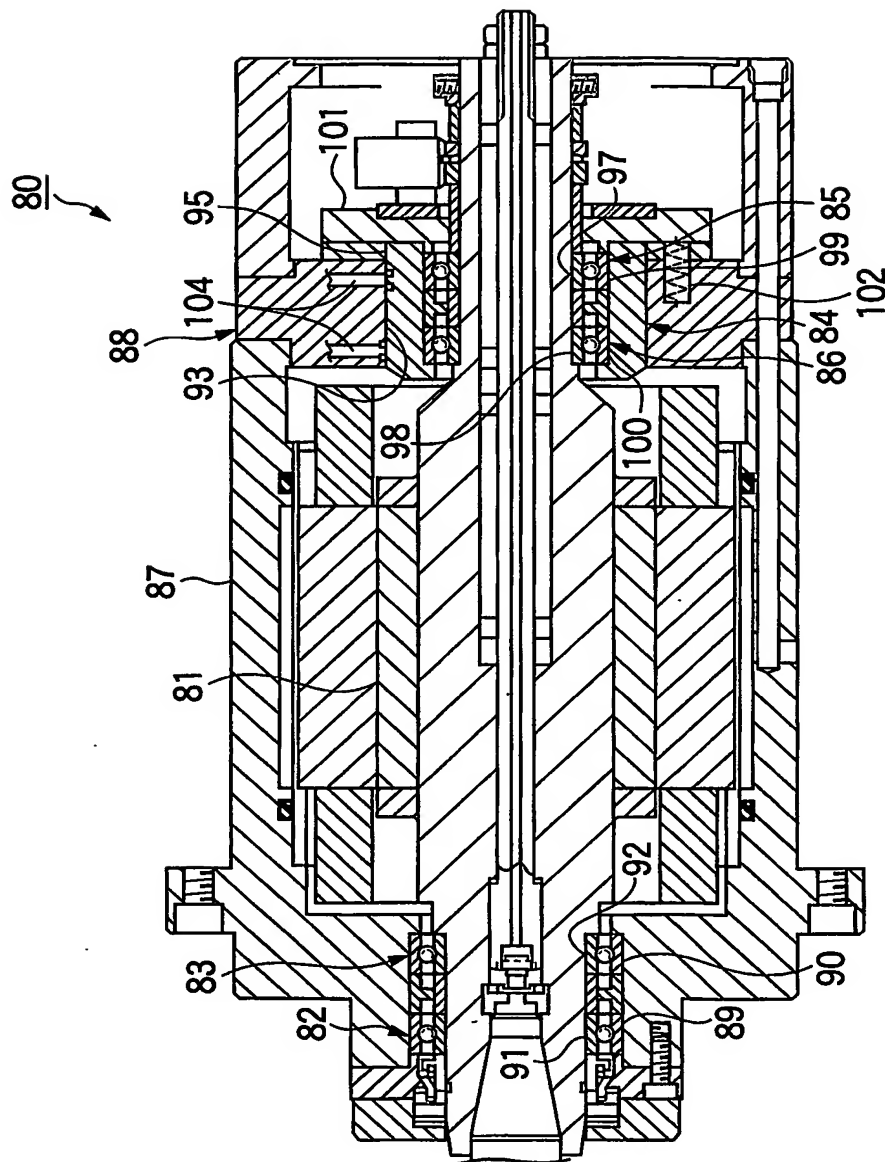




図14

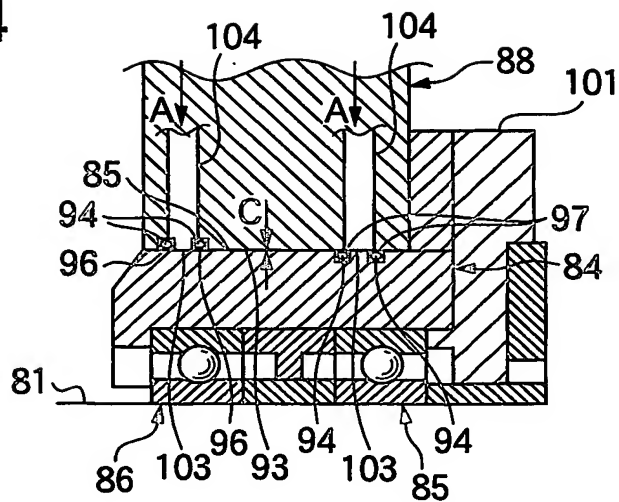


図15

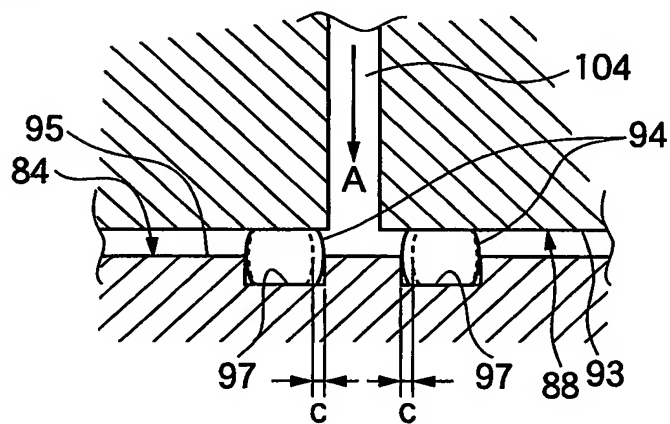
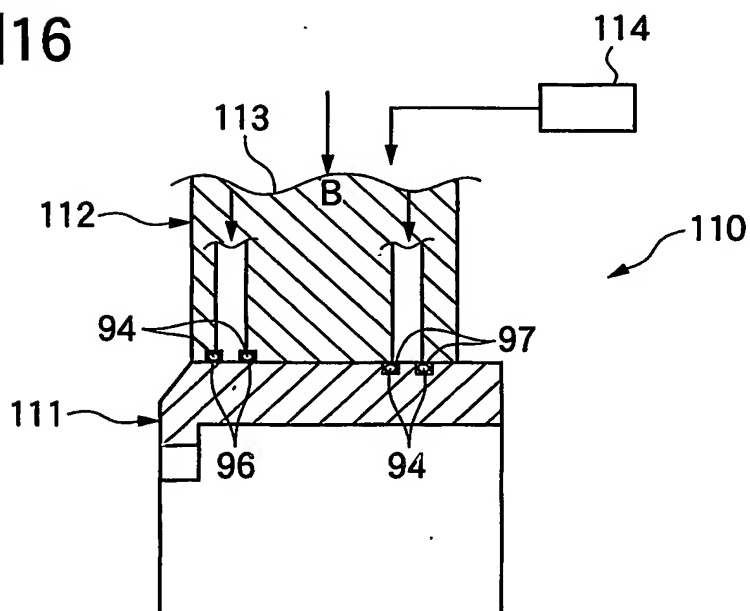


図16



17

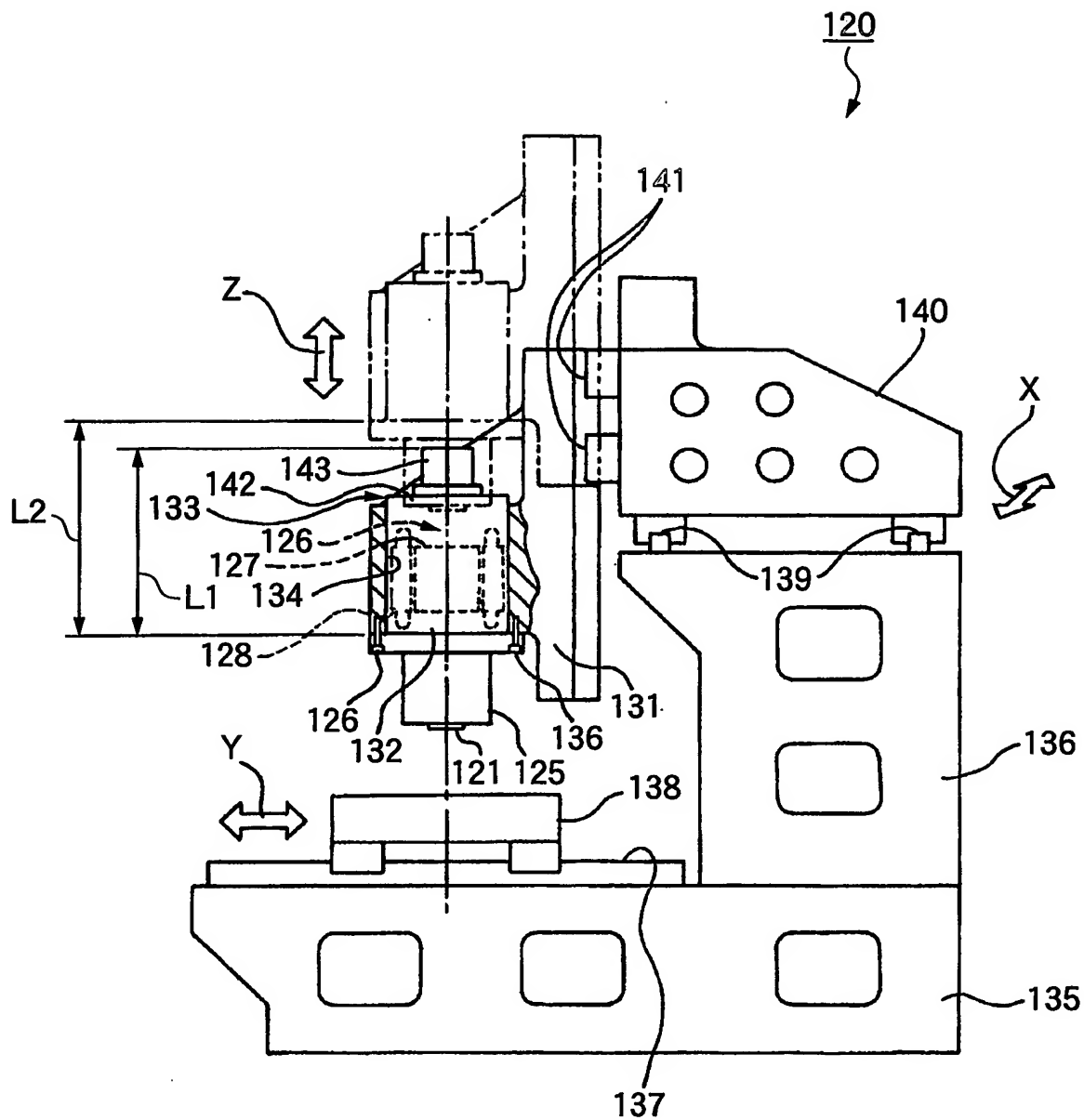


図18

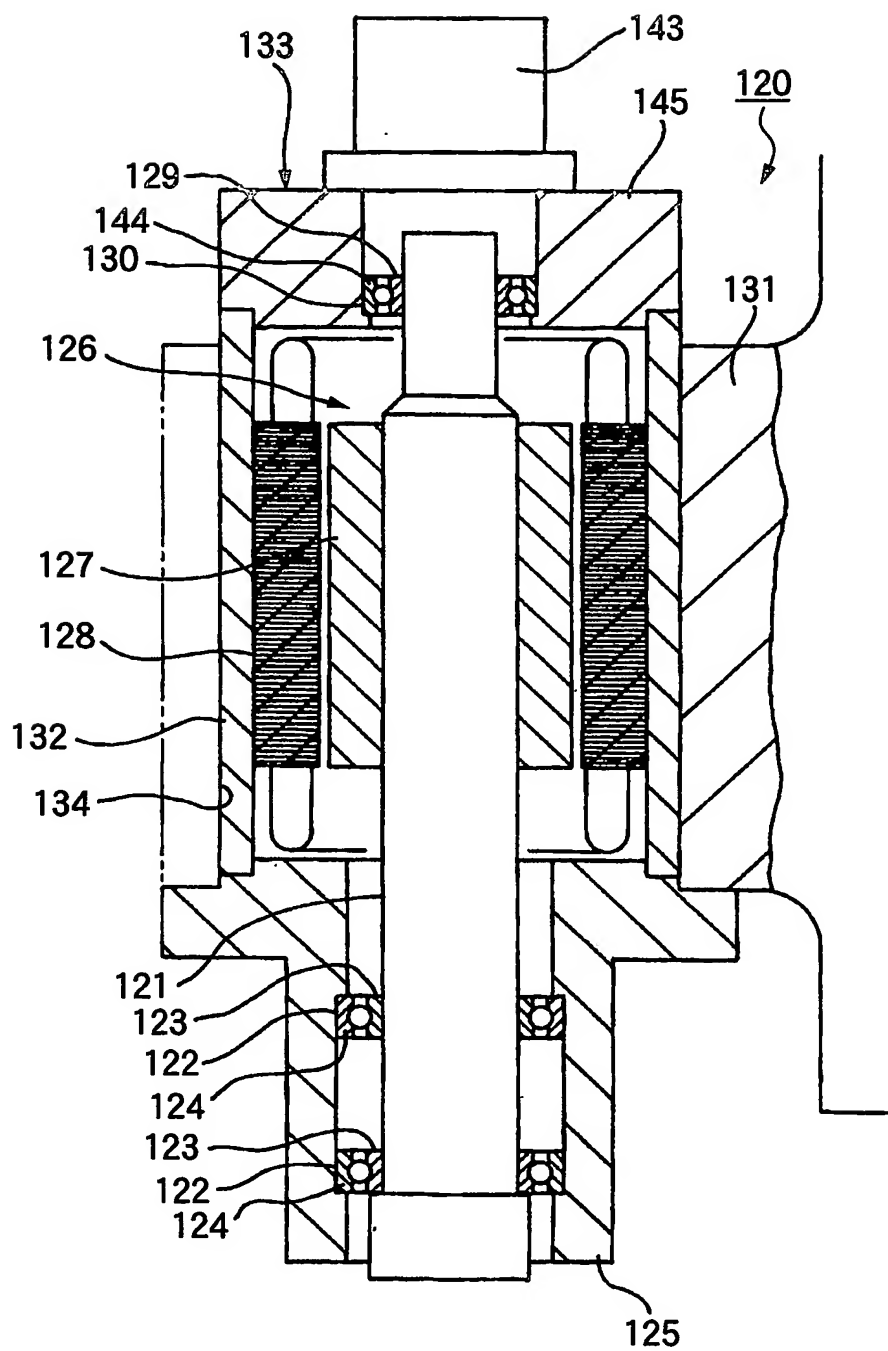


図19

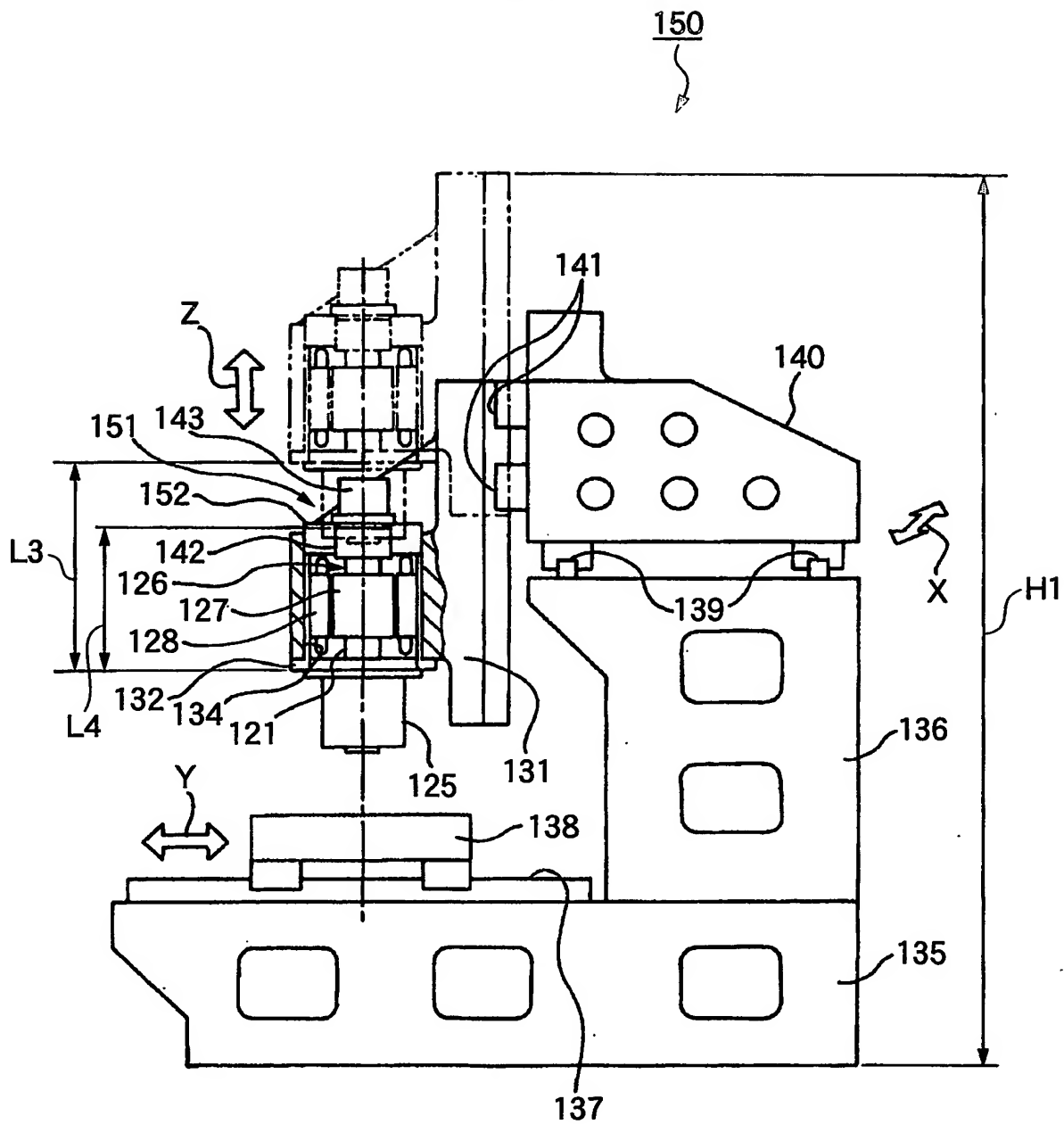


図20

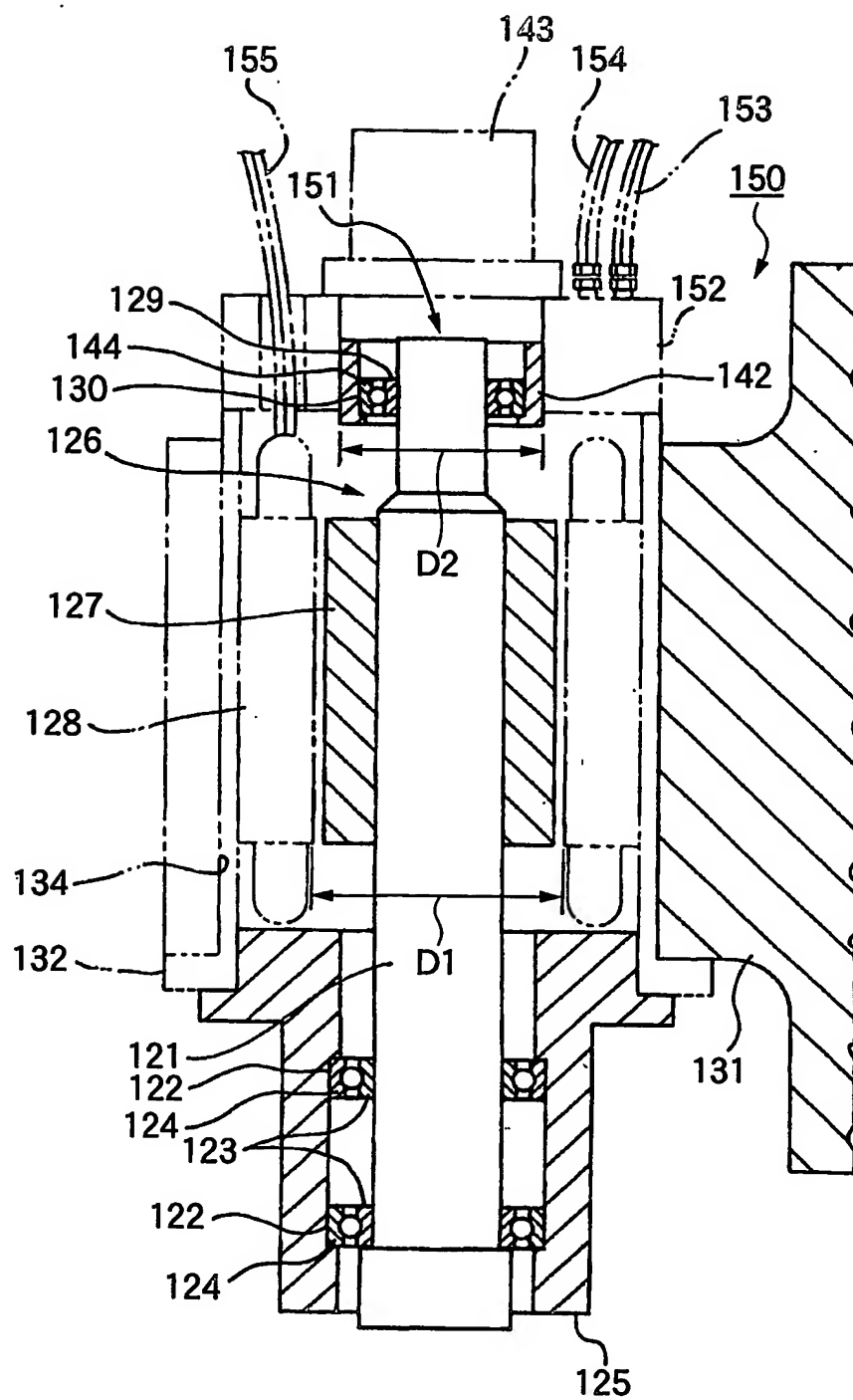


図21

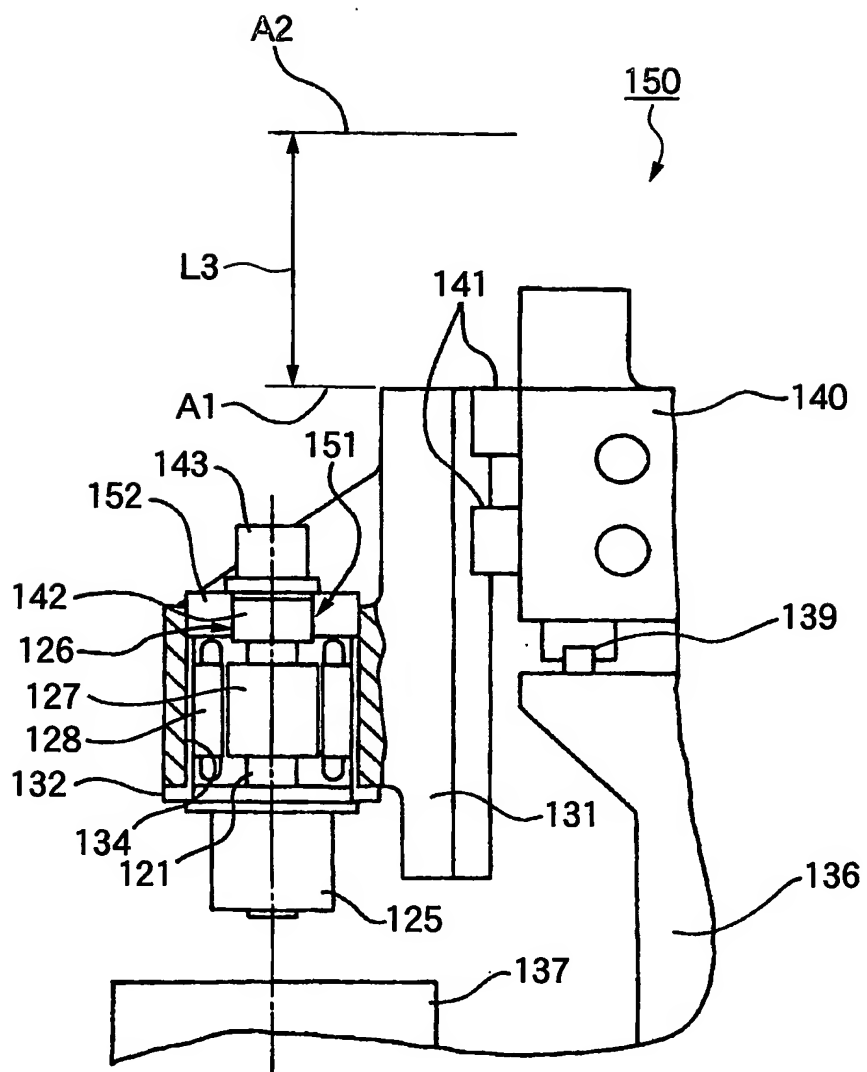


図22

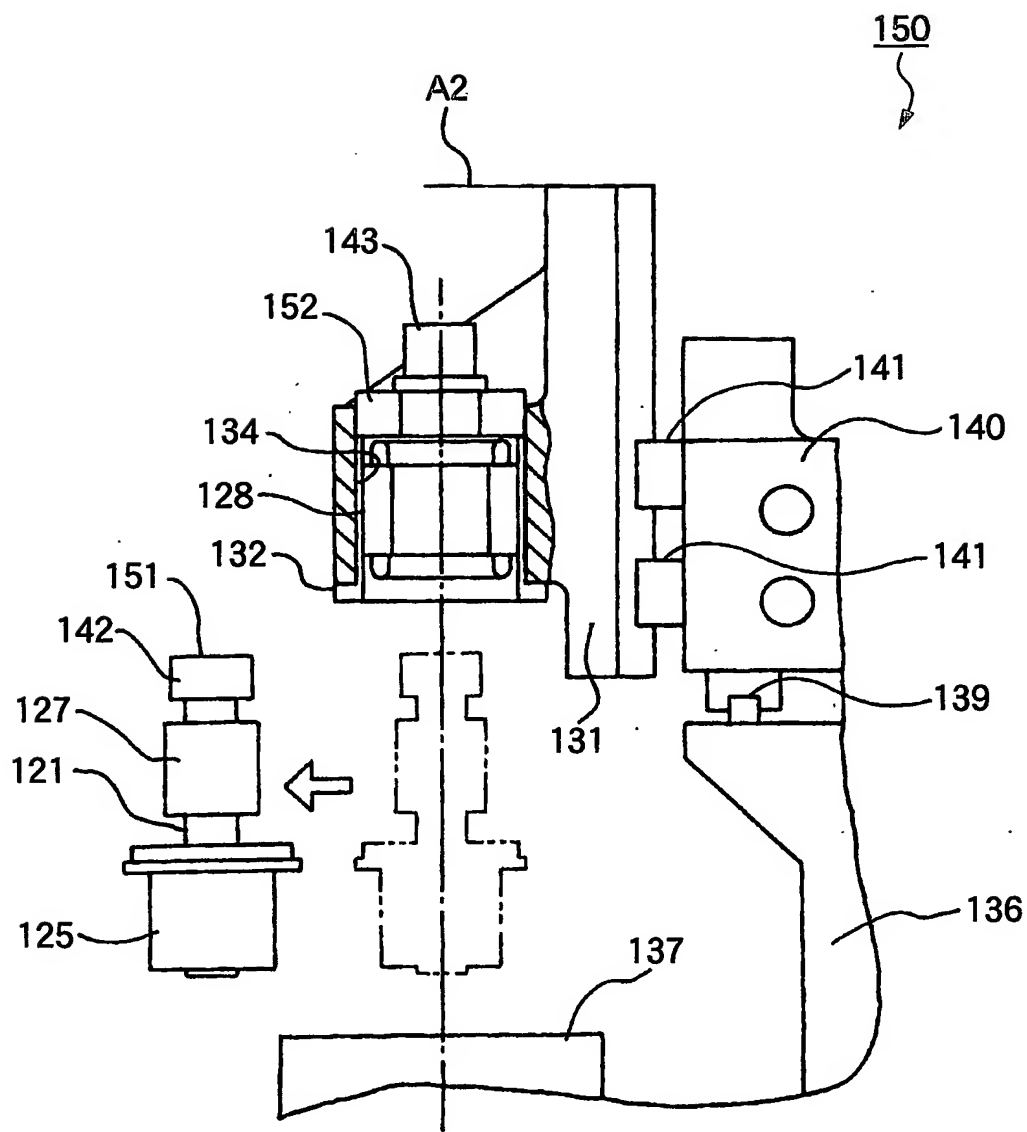
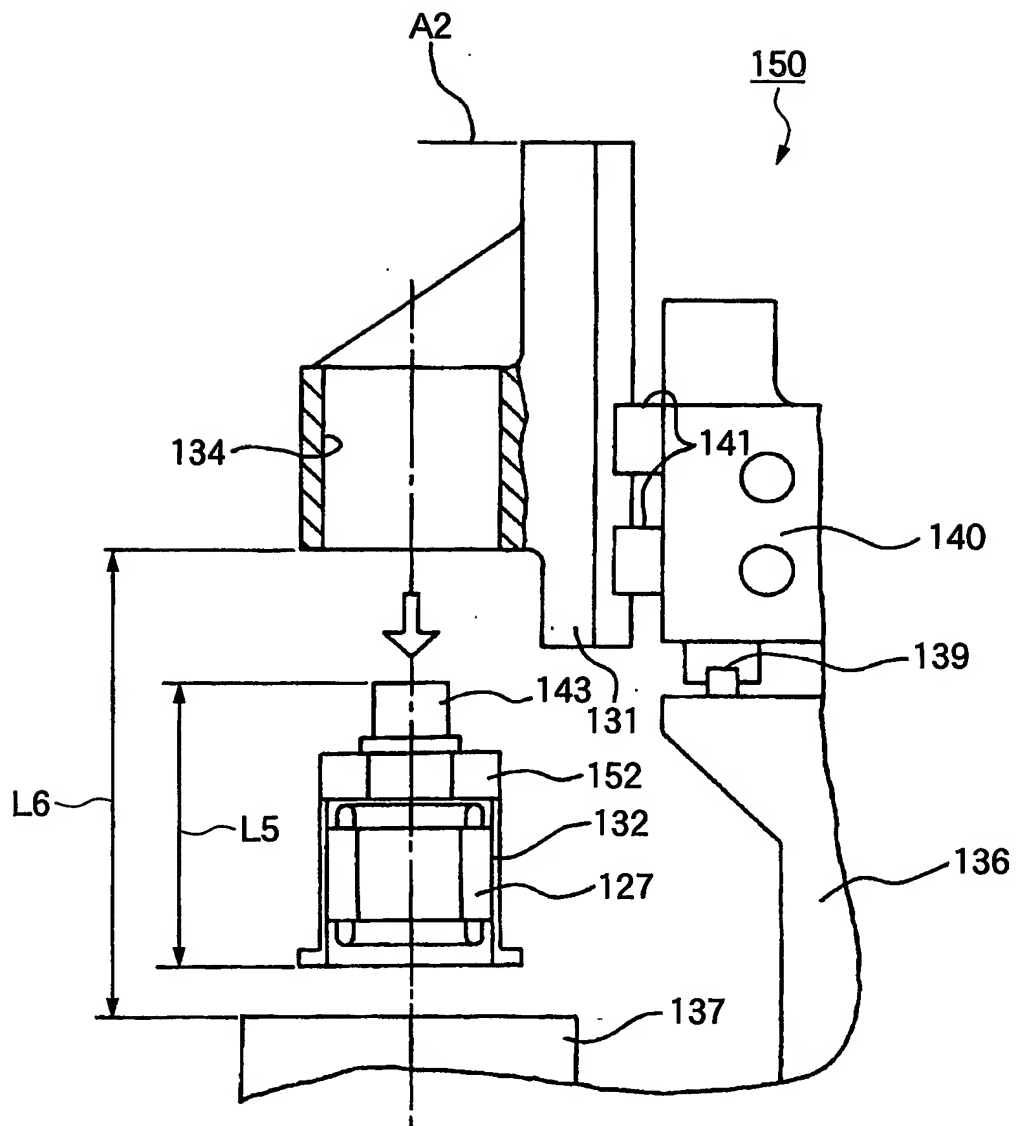


図23





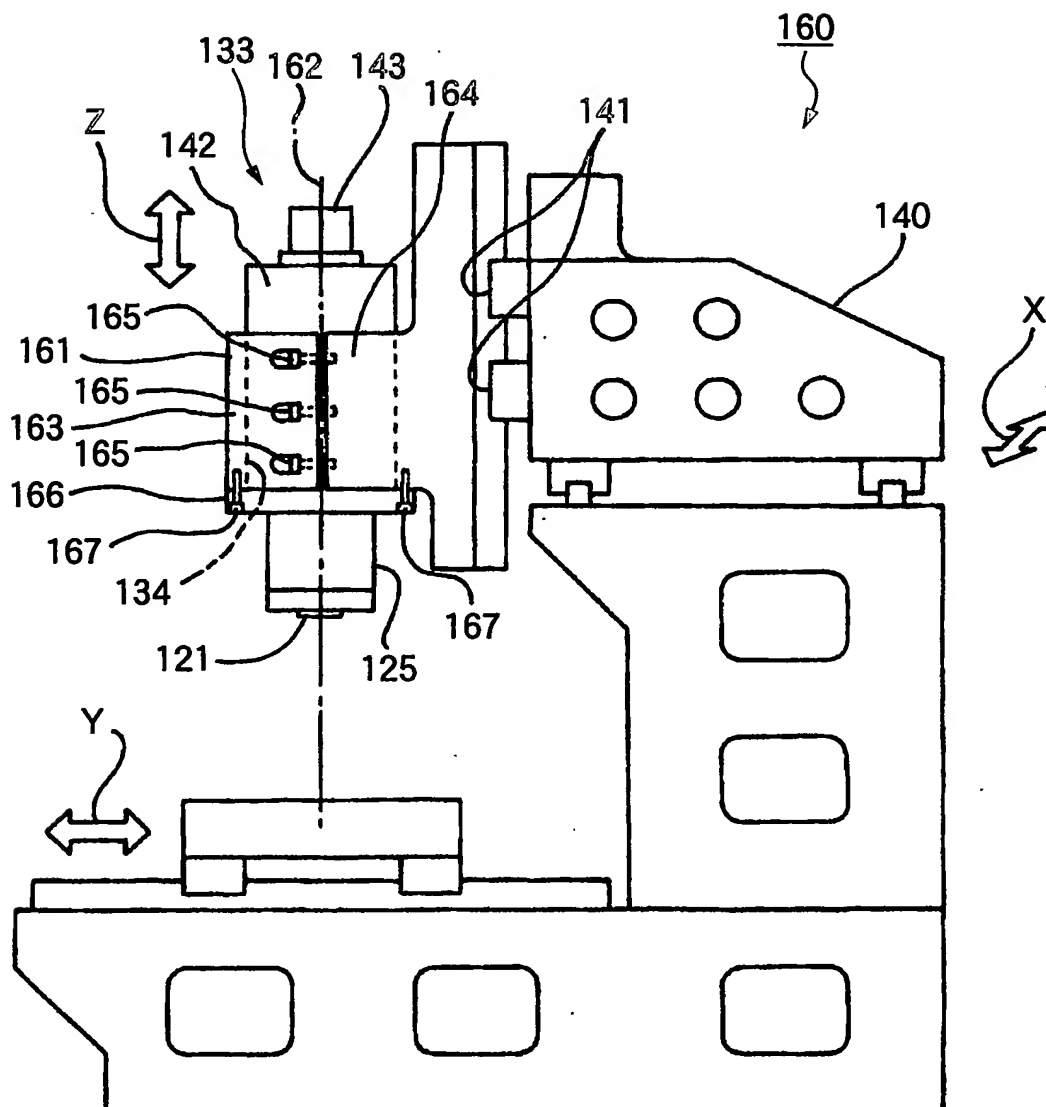


図25

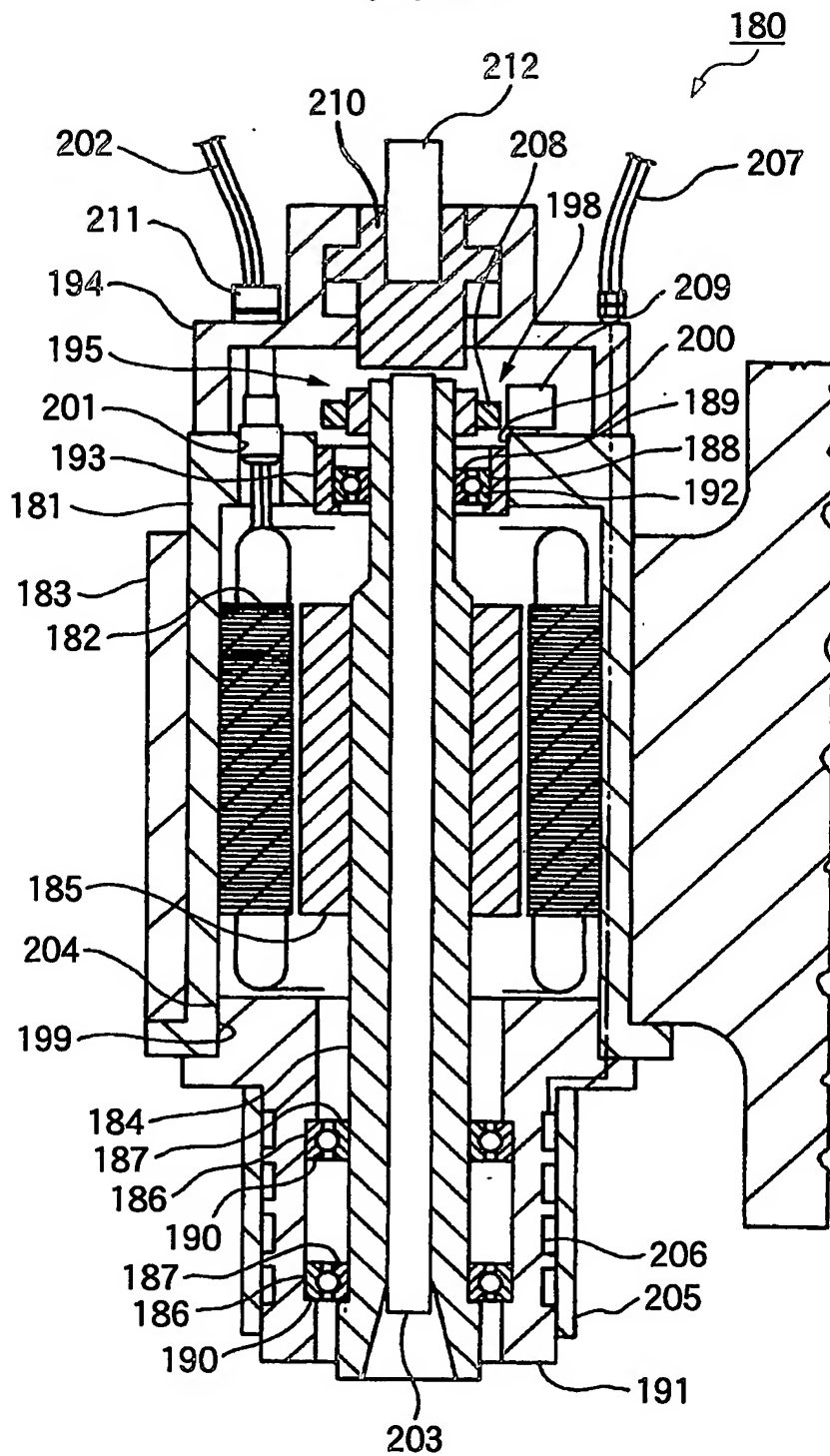


図26

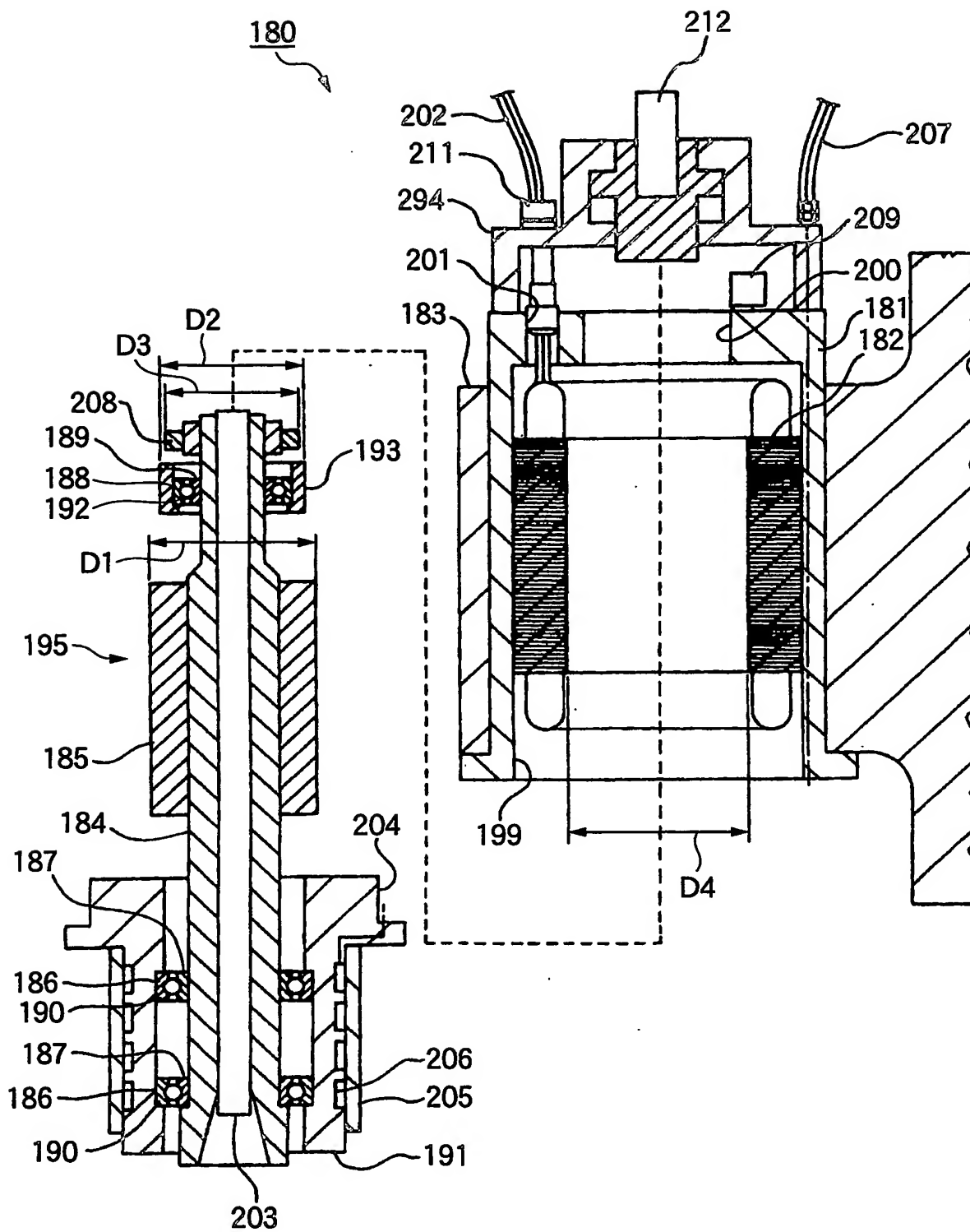


図27

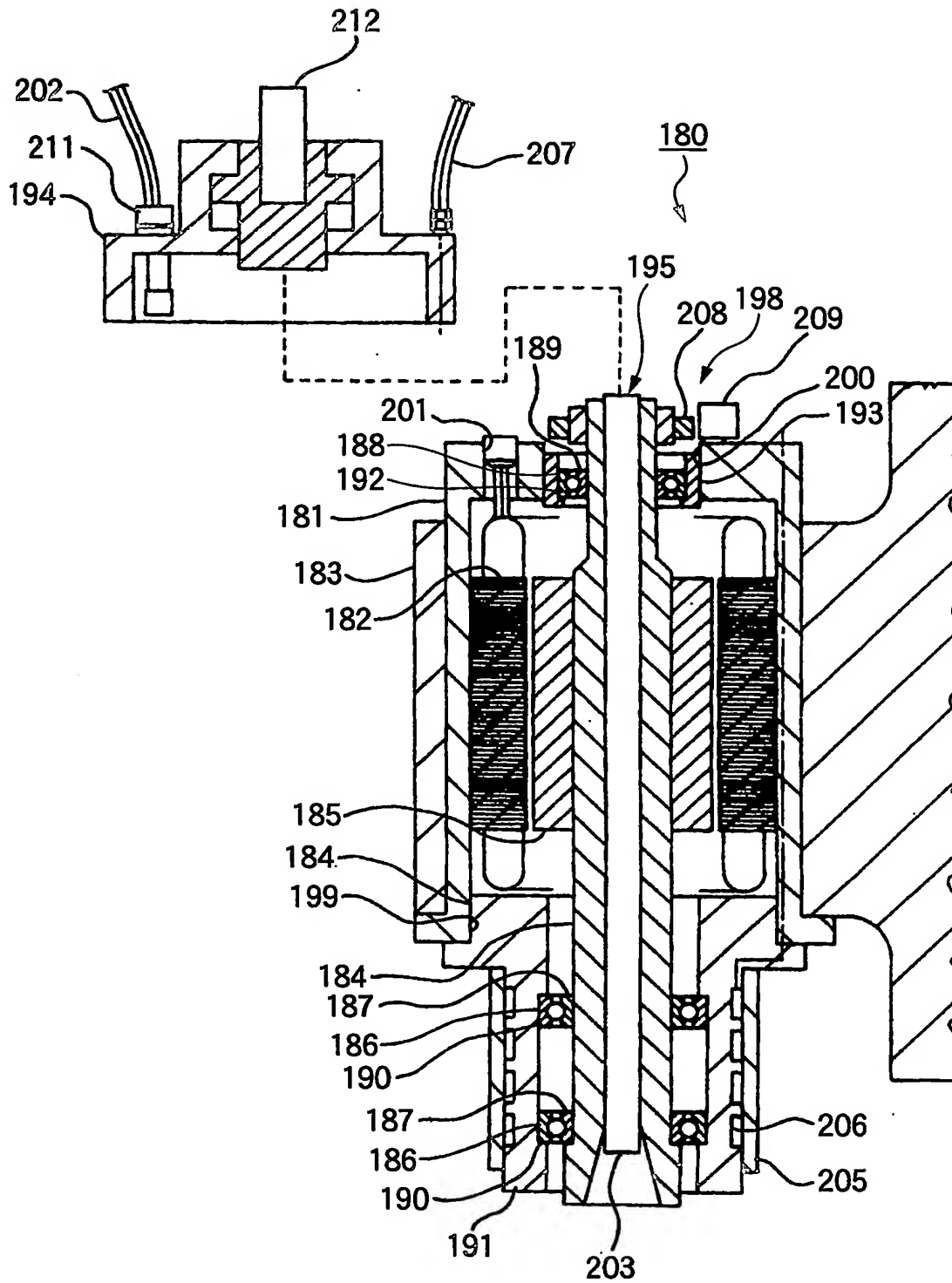




図29

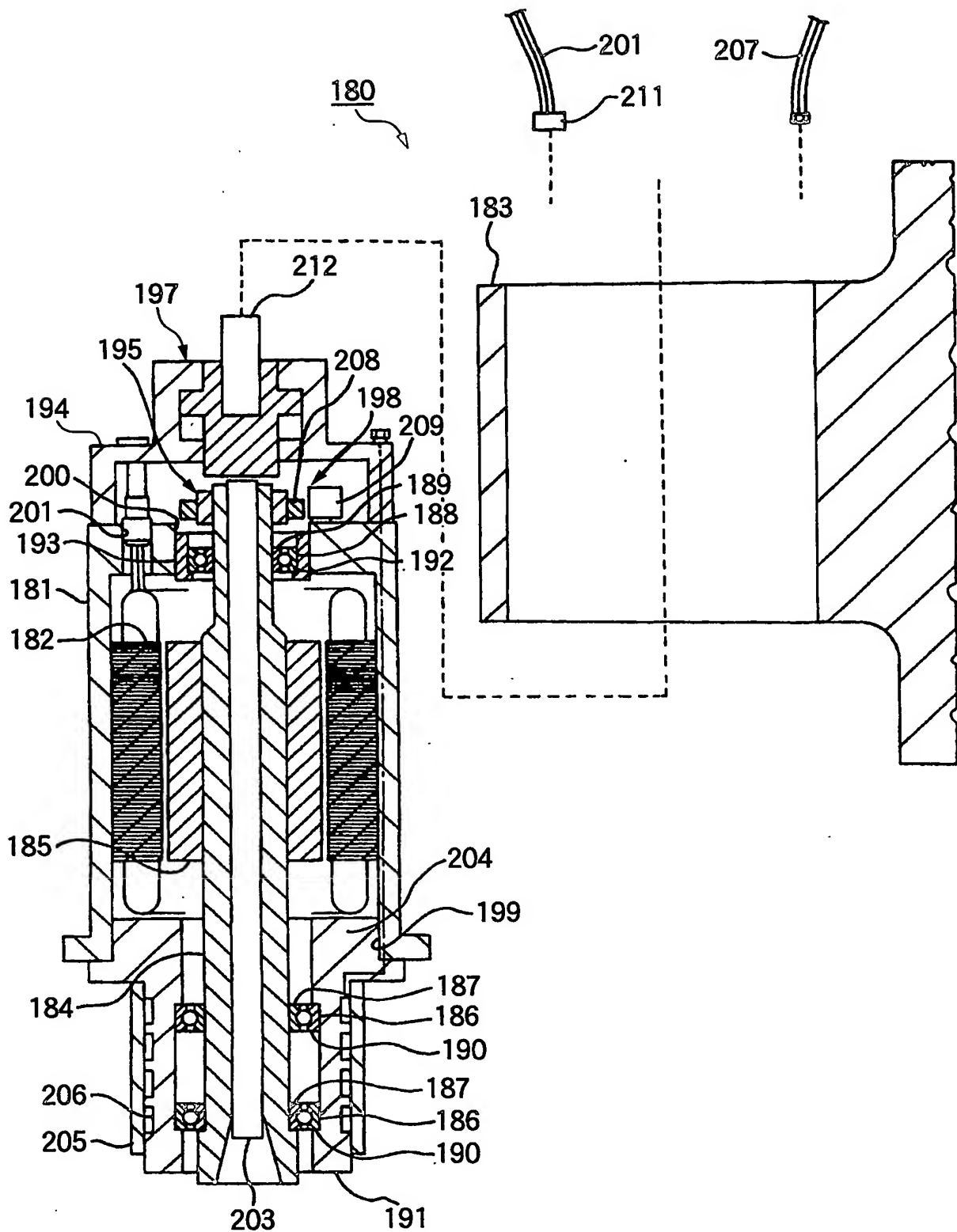


図30

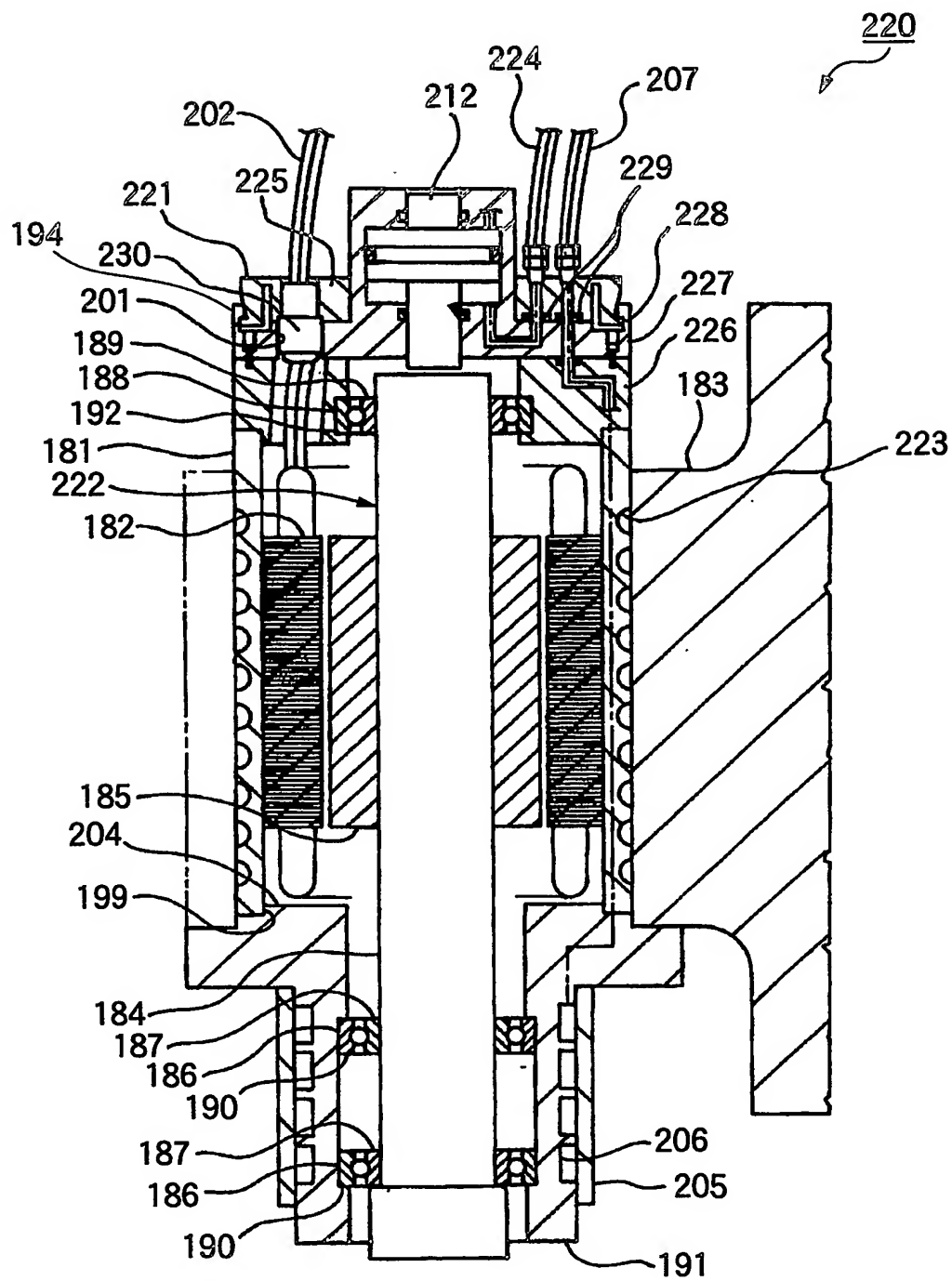
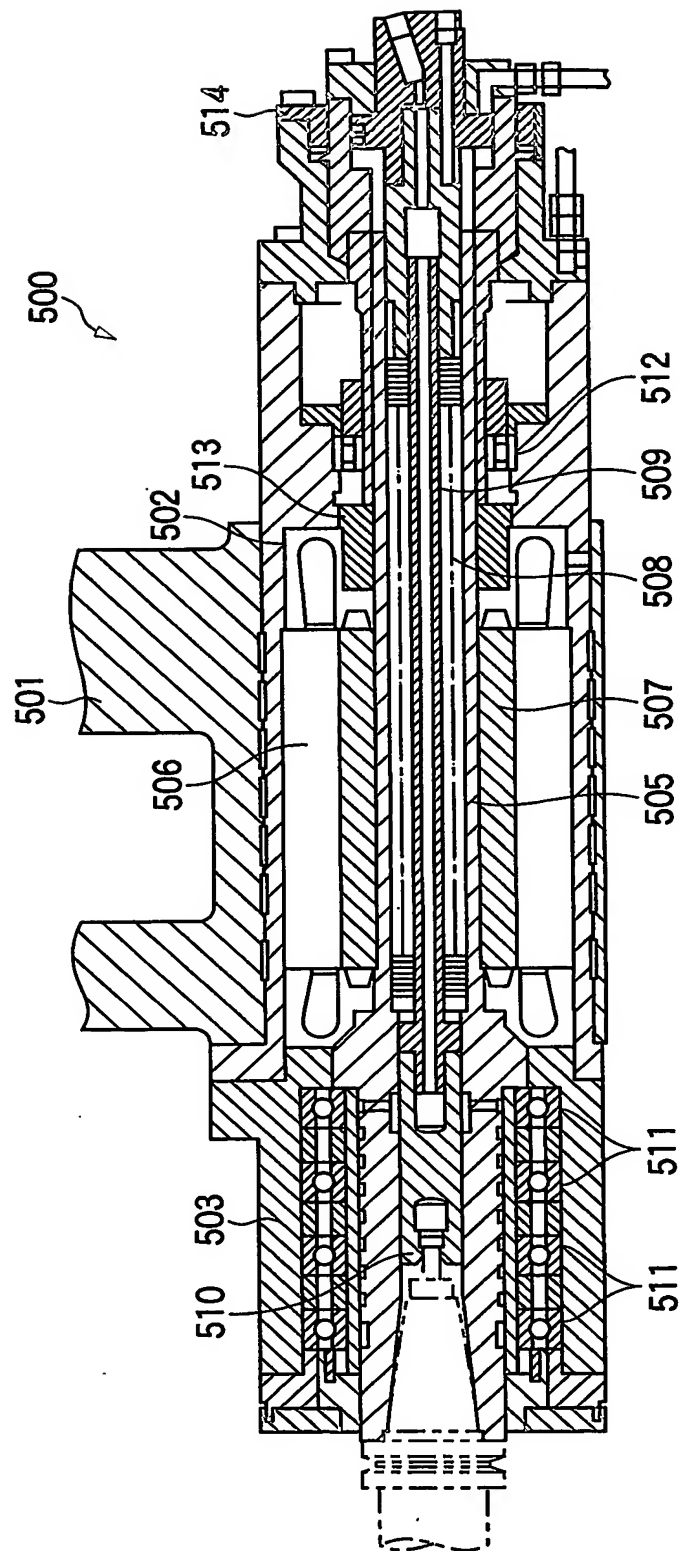


図31





# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/004591

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> B23B19/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> B23B1/00-25/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 743511 A1 (H.S.D. s.r.l.), 20 November, 1996 (20.11.96), Claims & JP 8-318403 A Claims & IT OMI951014 A & CN 1158288 A	1-28
X	JP 11-99403 A (Toyoda Machine Works, Ltd.), 13 April, 1999 (13.04.99), Par. No. [0006]; Fig. 1 (Family: none)	1-28
X	JP 3-142142 A (Yamazaki Mazak Corp.), 17 June, 1991 (17.06.91), Page 2, upper left column line 18 to upper right column, line 12; Fig. 1 (Family: none)	1-28

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
01 July, 2004 (01.07.04)

Date of mailing of the international search report  
20 July, 2004 (20.07.04)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/004591

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-52104 A (Okuma Corp.), 22 February, 2000 (22.02.00), Par. No. [0031]; Fig. 4 (Family: none)	15-16

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
Int. Cl<sup>7</sup> B23B19/02

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))  
Int. Cl<sup>7</sup> B23B1/00-25/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年  
日本国公開実用新案公報 1971-2004年  
日本国登録実用新案公報 1994-2004年  
日本国実用新案登録公報 1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	EP 743511 A1 (H. S. D. s...r. l) 1996. 11. 20, 特許請求の範囲 & JP 8-318403 A, 特許請求の範囲 & IT OMI951014 A & CN 1158288 A	1-28
X	JP 11-99403 A (豊田工機株式会社) 1999. 04. 13, 段落【0006】, 第1図 (ファミリーなし)	1-28

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日  
01. 07. 2004

国際調査報告の発送日  
20. 7. 2004

国際調査機関の名称及びあて先  
日本国特許庁 (ISA/JP)  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
齋藤 健児

3C 3020

電話番号 03-3581-1101 内線 3324

## C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 3-142142 A (ヤマザキマザック株式会社) 1991. 06. 17, 第2頁左上欄第18行~右上欄第12行, 第1図 (ファミリーなし)	1-28
A	JP 2000-52104 A (オークマ株式会社) 2000. 02. 22, 段落【0031】, 第4図 (ファミリーなし)	15-16